

# Optimierung der Einlasskanalgeometrie eines Ottomotors mit Hilfe transienter CFD Simulationen

Von der Fakultät für Maschinenbau  
der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig

zur Erlangung der Würde

eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

genehmigte Dissertation

von: Dipl.Ing. Martin Hofer

aus: Aschaffenburg

eingereicht am: 17.12.2015

mündliche Prüfung am: 30.05.2016

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Peter Eilts

Prof. Dr.-Ing. Rolf Radespiel

2017



Berichte aus dem ivb

Band 15

**Martin Hofer**

**Optimierung der Einlasskanalgeometrie eines  
Ottomotors mit Hilfe transienter CFD Simulationen**

Shaker Verlag  
Aachen 2017

**Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek**

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

Zugl.: Braunschweig, Techn. Univ., Diss., 2016

Copyright Shaker Verlag 2017

Alle Rechte, auch das des auszugsweisen Nachdruckes, der auszugsweisen oder vollständigen Wiedergabe, der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen und der Übersetzung, vorbehalten.

Printed in Germany.

ISBN 978-3-8440-4966-4

ISSN 2364-3862

Shaker Verlag GmbH • Postfach 101818 • 52018 Aachen

Telefon: 02407 / 95 96 - 0 • Telefax: 02407 / 95 96 - 9

Internet: [www.shaker.de](http://www.shaker.de) • E-Mail: [info@shaker.de](mailto:info@shaker.de)



## Kurzfassung

Zur Reduzierung der Emissionen und des Kraftstoffverbrauchs werden moderne Verbrennungsmotoren kontinuierlich weiterentwickelt. Bei der Geometrieoptimierung einzelner Bauteile nimmt die numerische Strömungssimulation (CFD) eine immer wichtigere Rolle ein.

Im Rahmen dieser Arbeit wird eine Prozesskette zur Einlasskanaloptimierung mit Hilfe von numerischen Strömungssimulationen vorgestellt, die eine bereits vorhandene Methode weiterentwickelt. Gängige Verfahren verwenden zur Beschreibung der Ladungsbewegung eine stationäre Kennzahl, was insbesondere bei alternativen Ventilhubstrategien, wie dem frühen Schließen der Einlassventile, eine starke Vereinfachung darstellt. Mit einer modifizierten, vollautomatisierten Prozesskette kann die stationäre Kennzahl durch eine transiente ersetzt werden, um so eine motornahe und damit realistischere Bewertung der Ladungsbewegung zu erzielen.

Die vorliegende Arbeit beschreibt alle hierfür erforderlichen Prozessschritte von der Definition geeigneter Zielgrößen über die CFD Simulation bis hin zur Optimierungsstrategie. Als Zielgröße zur Bewertung der Ladungsbewegung werden die Tumble- und die Drallzahl verwendet. Um eine zusätzliche stationäre Simulation zur Berechnung der Durchflusszahl zu vermeiden, wird aus dem Ansaugvorgang eine entsprechende Durchflusskennzahl ermittelt. Bei der CFD Simulation stellt das Auffinden eines geeigneten Kompromisses zwischen Genauigkeit und Rechenzeit die größte Herausforderung dar. Hierfür werden zum einen Vergleiche mit PIV-Messungen durchgeführt und zum anderen wird das Systemverhalten eines parametrisierten Einlasskanalmodells mit unterschiedlichen Turbulenzmodellen ermittelt und verglichen. Im Kontext einer Optimierung hat sich das  $k-\epsilon$  Modell als bester Kompromiss erwiesen. Um zusätzlich die Anzahl an Simulationen gering zu halten, kommt als Optimierungsverfahren eine ersatzmodellgestützte Optimierung zum Einsatz.

Abschließend wird die Optimierung der Einlasskanalgeometrie eines modernen 2,0l Ottomotors vorgestellt. Dabei werden zunächst die wesentlichen Faktoren des parametrisierten Einlasskanalmodells identifiziert. Aus der anschließenden Optimierung ergibt sich eine Kanalvariante, die bei gleicher Ladungsbewegung ein erhöhtes Durchflussverhalten aufweist. Alle weiteren numerischen Untersuchungen sowie die Validierung am Motorprüfstand belegen das verbesserte Durchflussverhalten und zeigen keinen negativen Einfluss auf das übrige Motorverhalten. Damit bestätigt sich das gewählte Vorgehen und die Wahl der Zielgrößen, die es erlauben beliebige Ventilhubstrategien im Rahmen einer Einlasskanaloptimierung zu berücksichtigen.



## Abstract

Modern combustion engines are being continuously further developed to reduce the emissions and the fuel consumption and thus comply with the increasingly stricter directives and laws. To reach that goal each individual component is continuously being optimised. In this context the computational fluid dynamics (CFD) play an increasingly important role.

In this thesis, an existing process chain for the intake port optimisation using CFD is being further developed. Common methods for the optimisation of intake port geometries use a steady-state index to describe the charge motion, which in particular in the case of alternative valve lift strategies such as the early intake valve closure, represents an oversimplification. With increasing computation power and a fully automated process chain, the steady-state index can be replaced by a transient one to ensure a better evaluation of the charge motion.

This thesis describes all required process steps, from the definition of suitable objectives to the CFD simulation and further to a possible optimisation strategy. The tumble and the swirl number are used as objective to evaluate the charge motion. To avoid an additional steady-state simulation for determining the discharge coefficient, a corresponding index is calculated from the intake stroke. For the process step CFD simulation the biggest challenge is the detection of an appropriate compromise between accuracy and computation cost. For this purpose, on the one hand, comparisons with PIV measurements on an optical engine are carried out and on the other hand, the system behaviour of a parametrised intake port model calculated with different turbulence models is compared. Regarding an optimisation process, the  $k-\epsilon$ -model has proven to be the best compromise. To additionally keep the number of simulations low, an optimisation strategy based on a mathematical substitute model is used.

Finally, the optimisation of the intake port geometry of a modern 2.0l gasoline engine is presented. Based on mathematical substitute models the essential parameters of the parameterised intake port model are identified. The following optimisation results in a port variant that significantly improves the discharge coefficient at a constant charge motion level. All further numerical studies as well as the validation at the engine test rig, confirm the improved discharge behaviour and show no negative effect concerning the rest of the engine behaviour. This confirms the chosen approach and the choice of the objectives that allow any valve lift strategy to be considered within the framework of an intake port optimisation.



## Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit in der Konzernforschung der Volkswagen AG in Wolfsburg. Die wissenschaftliche Betreuung wurde von Herrn Prof. Dr.-Ing. Peter Eilts vom Lehrstuhl Verbrennungskraftmaschinen der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig übernommen, dem dafür mein besonderer Dank gilt. Auch Herrn Prof. Dr.-Ing. Rolf Radespiel Leiter des Instituts für Strömungsmechanik ebenfalls an der TU Braunschweig möchte ich für die Übernahme des Koreferats danken.

Die Anregung zu dieser Arbeit kam von Herrn Dipl.-Ing. Axel Winkler, Leiter der Unterabteilung Brennverfahren Simulation, sowie Herrn Dipl.-Ing. Uwe Reisch, Leiter des Projekts Automatische Motorkomponentenoptimierung, der außerdem von Seiten der Industrie die Betreuung übernommen hat. Volle Unterstützung hatte ich weiterhin von Herrn Dipl.-Ing Michael Frambourg, Leiter der Abteilung Brennverfahren und Abgasnachbehandlung. Bei allen möchte ich mich für das Vertrauen sowie das große gezeigte Interesse herzlich bedanken.

Durch den sehr multidisziplinären Charakter der Arbeit kam ich mit vielen Kollegen unterschiedlicher Abteilungen in Kontakt. Allen möchte ich mich für das gute Arbeitsklima und jegliche Unterstützung sowie die vielen interessanten Diskussionen danken. Namentlich erwähnt sei an dieser Stelle Herr Dipl.-Ing. Martin Kiel ohne dessen Unterstützung bei der Konstruktion und Bereitstellung des Einlasskanalmodells diese Arbeit nicht möglich gewesen wäre.

Die gesamte Arbeit wurde in enger Zusammenarbeit mit der Audi AG durchgeführt. Durch die nicht immer ganz reibungsfrei verlaufende Kooperation wurde mein Blick stets kritisch auf unterschiedliche Details bei der Kanalauslegung gelenkt, sodass ein umfassenderes Gesamtbild der Thematik entstanden ist. Dafür möchte ich mich vor allem bei Herrn Dr.-Ing. Stephan Adam sowie Herrn Dipl.-Ing. Gordon Röttger bedanken. Für die Durchführung der Prüfstandsversuche und die Bereitstellung der zur Validierung benötigten Ergebnisse gilt mein ganz besonderer Dank Herrn Dr.-Ing. Marc Daniel.

Weiterhin geht mein Dank an Herrn Dipl.-Ing. Martin Theile für zahlreiche spannende und interessante Diskussionen.

Abschließend gilt meine größte Dankbarkeit all meinen Freunden und meiner Familie für die aufmunternde Unterstützung im Laufe der letzten Jahre.

Braunschweig, im Dezember 2016

Martin Hofer



## Disclaimer

Die Ergebnisse, Meinungen und Schlüsse dieser Dissertation sind nicht notwendigerweise die der Volkswagen Aktiengesellschaft.

The results, opinions and conclusions expressed in this thesis are not necessarily those of Volkswagen Aktiengesellschaft.





# Inhaltsverzeichnis

<b>Abkürzungsverzeichnis</b>	<b>XIX</b>
<b>Symbolverzeichnis</b>	<b>XXI</b>
<b>1. Einleitung</b>	<b>1</b>
<b>2. Stand der Technik</b>	<b>3</b>
2.1. Funktionsweise eines Verbrennungsmotors	3
2.2. Bedeutung der Ladungsbewegung für die Verbrennung	5
2.3. Messtechnische und numerische Erfassung der Tumblebewegung	9
2.4. Methoden und Trends bei der Einlasskanalentwicklung	11
2.5. Ziel und Aufbau der Arbeit	13
<b>3. Grundlagen der Strömungssimulation</b>	<b>15</b>
3.1. Erhaltungsgleichungen	15
3.2. Grundlagen der Turbulenz	17
3.3. Turbulenzmodellierung	20
<b>4. Aufbau des Optimierungsprozesses</b>	<b>27</b>
4.1. Definition der Zielgrößen	29
4.1.1. Bewertung der Strömungsverluste	29
4.1.2. Bewertung der Ladungsbewegung	34
4.2. Vernetzungsstrategie	39
4.3. Strömungssimulation und Validierung	44
4.3.1. Grundlagen des Transparentmotors zur Validierung	44
4.3.2. Numerische Voruntersuchungen	47
4.3.3. Vergleich von Berechnungs- und Messergebnissen	51
4.3.4. Anmerkungen zur Auswahl eines geeigneten Turbulenzmodells im Kontext einer Optimierung	57
4.4. Optimierungsstrategie	58
4.4.1. Optimierungsverfahren	60

4.4.2. Ersatzmodellbildung . . . . .	66
4.4.3. Versuchsplanerstellung . . . . .	73
<b>5. Einlasskanaloptimierung für den 2,0l EA888 TFSI Motor von Audi</b>	<b>79</b>
5.1. Grundlagen . . . . .	79
5.2. Parametrisiertes Einlasskanalmodell . . . . .	82
5.3. Systemverhalten: Effekte und Wechselwirkungen . . . . .	88
5.4. Optimierungsprozess . . . . .	95
5.5. Detailbetrachtung ausgewählter Kanalvarianten . . . . .	101
5.6. Validierung der optimierten Kanalvarianten . . . . .	111
5.6.1. Ergebnisse von Messungen am Strömungsprüfstand . . . . .	111
5.6.2. Ergebnisse von Messungen am Motorprüfstand . . . . .	113
<b>6. Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>121</b>
<b>A. Anhang</b>	<b>A</b>
A.1. Berechnungsgitter der Gitterstudie am Transparentmotor . . . . .	A
A.2. Blending-Funktionen des k- $\omega$ -SST Turbulenzmodells [55] . . . . .	B
A.3. Fast – nondominated – sort Algorithmus (nach [15]) . . . . .	B
A.4. Parametertabelle der optimierten Kanalvarianten . . . . .	C
A.5. Turbulente kinetische Energie im Ventilschnitt bei ausgewählten Kanalvarianten	C
A.6. Einfluss der Tumblebleche auf die Zielgrößen . . . . .	D





# Abbildungsverzeichnis

1.1. Wichtige Einflussfaktoren auf den Entscheidungsprozess beim Neuwagenkauf (nach [16]) . . . . .	2
2.1. Arbeitsweise eines Viertaktmotors [34] . . . . .	4
2.2. Wirkungsgrade und Verluste eines PKW Ottomotors bei $3000 \text{ min}^{-1}$ und 5 bar effektivem Mitteldruck (nach [68]) . . . . .	5
2.3. Laminare und turbulente Flammenausbreitung [29] . . . . .	6
2.4. Formen der Ladungsbewegung (schematisch) [29] . . . . .	7
2.5. Darstellung eines Motors mit quadratischem Kolben (nach [62]) . . . . .	9
3.1. Modellierungsgrad und Aufwand verschiedener Ansätze der Turbulenzmodellierung (nach [73]) . . . . .	20
4.1. Prozessketten zur Einlasskanalentwicklung . . . . .	28
4.2. Schematische Darstellung eines stationären Durchflussprüfstandes [48] . . . . .	30
4.3. Zusammenhang zwischen stationär und transient ermitteltem Durchflussbeiwert . . . . .	33
4.4. Definition der Drehachsen von Drall, Tumble und Cross-Tumble . . . . .	34
4.5. Rotationsbewegungen zweiten Grades . . . . .	35
4.6. Typisches Ladungsbewegungsverhalten im Dieselmotor . . . . .	36
4.7. Typische Verläufe von Ladungsbewegungskenngrößen im Ottomotor für unterschiedliche Einlasskanäle . . . . .	37
4.8. Vernetzungsstrategie . . . . .	41
4.9. Konfigurationen der Motorprozessrechnung [74] . . . . .	42
4.10. Interface zwischen Einlasskanal und Brennraum . . . . .	43
4.11. EA211 Transparentmotor . . . . .	45
4.12. Lage der PIV-Laserschnittebenen . . . . .	46
4.13. Druckverlauf an Ein- und Auslass aus vier verschiedenen Messreihen . . . . .	46
4.14. Zeitlicher Verlauf der Tumblezahlen für unterschiedliche Diskretisierungen . . . . .	48
4.15. Zeitlicher Verlauf der Tumblezahl für die ersten drei Zyklen einer Multicycle-Simulation . . . . .	50
4.16. Geschwindigkeitsverteilung im Ventilschnitt in unterschiedlichen Zyklen bei $480^\circ \text{ KW}$ . . . . .	51

4.17. Definition der Ventilvorder und -hinterkante . . . . .	52
4.18. Geschwindigkeitsverteilung im Ventilschnitt bei 420° KW . . . . .	55
4.19. Geschwindigkeitsverteilung im Ventilschnitt bei 480° KW . . . . .	55
4.20. Geschwindigkeitsverteilung im Ventilschnitt bei 600° KW . . . . .	56
4.21. Geschwindigkeitsverteilung im Ventilschnitt bei 660° KW . . . . .	56
4.22. Abstrakte Darstellung des Systems „Einlasskanal“ . . . . .	59
4.23. Automatische Optimierungs-Prozessketten . . . . .	60
4.24. Pareto-Front einer Mehr-Ziel-Optimierung mit dem Ziel die Größen $y_1$ und $y_2$ zu maximieren . . . . .	61
4.25. Sortierung nach dem Rang beim Non-Dominated Sorting . . . . .	64
4.26. Ablaufdiagramm einer Iterationsschleife des NSEA+ . . . . .	65
4.27. Unterschiedliche Versuchspläne zur Untersuchung eines Systemverhaltens mit drei Faktoren . . . . .	74
4.28. Zusammenhang zwischen der Anzahl der Faktoren und der benötigten Experi- mentanzahl für verschiedene Beschreibungsmodelle sowie für einen Vollfaktorplan	76
4.29. Verschiedene Latin Hypercube Samplings mit zwei Faktoren und sechs Stufen [44]	77
5.1. Ladungsbewegungsklappe und Tumbleblech[9] . . . . .	80
5.2. Verhalten der Zielgrößen bei unterschiedlichen Randbedingungen (RB) . . . . .	82
5.3. Schnittbild durch einen Zylinderkopf . . . . .	83
5.4. Berücksichtigung des vorhandenen Bauraums . . . . .	84
5.5. Schematische Darstellung der verschiedenen Faktoren . . . . .	86
5.6. Auswirkungen der unterschiedlichen Abrisskanten auf die Einlasskanalform . . . . .	87
5.7. Validierung der Ersatzmodelle auf Basis von 50 Testpunkten . . . . .	89
5.8. Sobol Indizes der einflussreichsten Parameter für die Durchflusszahl . . . . .	90
5.9. Korrelationen zwischen den mit verschiedenen Turbulenzmodellen berechneten Zielgrößen . . . . .	91
5.10. Sobol Indizes der einflussreichsten Parameter für die Tumblezahl . . . . .	92
5.11. Haupteffekte ausgewählter Faktoren auf die Durchflusszahl . . . . .	93
5.12. Haupteffekte ausgewählter Faktoren auf die Tumblezahl . . . . .	94
5.13. Optimierungsergebnis auf Basis des ersten Berechnungsplans . . . . .	96
5.14. Optimierungsergebnis auf Basis des zweiten Berechnungsplans . . . . .	98
5.15. Haupteffekte ausgewählter Faktoren auf die Durchflusszahl . . . . .	98
5.16. Haupteffekte ausgewählter Faktoren auf die Tumblezahl . . . . .	99
5.17. CFD-Ergebnisse des dritten Berechnungsplans . . . . .	100
5.18. Kanalvarianten Basis, Opti1 und Opti2 in Drauf- und Seitenansicht . . . . .	102

5.19. Untersuchte Toleranzfälle . . . . .	104
5.20. Einfluss der Fertigungstoleranzen auf die Zielgrößen . . . . .	105
5.21. Verläufe von Ladungsbewegungsgrößen der Kanalvarianten Basis, Opti1 und Opti2	106
5.22. Geschwindigkeitsverteilung im Ventilschnitt . . . . .	108
5.23. Geschwindigkeitsverteilung im Mittelschnitt . . . . .	110
5.24. Validierung der Durchflusszahl $\alpha_K$ am stationären Strömungsprüfstand <sup>1</sup> . . . . .	112
5.25. Saugrohrdruck relativ zur Basis . . . . .	116
5.26. Schwerpunktlage und ZZP für Volllast relativ zur Basis . . . . .	117
5.27. Zündverzug und 5 - 50 % Umsatzintervall für Volllast relativ zur Basis . . . . .	118
5.28. Laufruhe ( $\sigma_{PMI}$ ) relativ zur Basis . . . . .	120
A.1. Ventilschnitt durch das Berechnungsgebiet bei 480° KW . . . . .	A
A.2. Mittelschnitt durch das Berechnungsgebiet bei 480° KW . . . . .	A
A.3. Turbulente kinetische Energie im Ventilschnitt bei ausgewählten Kanalvarianten	C
A.4. Einfluss der Tumblebleche auf die Zielgrößen . . . . .	D





## Abkürzungsverzeichnis

AVS	<b>A</b> udi- <b>V</b> alvelift- <b>S</b> ystem
BSL	<b>B</b> aseline Turbulenzmodell
CAD	<b>C</b> omputer- <b>A</b> ided <b>D</b> esign
CAE	<b>C</b> omputer- <b>A</b> ided <b>E</b> ngineering
CCD	<b>C</b> harge- <b>C</b> oupled <b>D</b> evice
CD	<b>C</b> rowding- <b>D</b> istance
CFD	<b>C</b> omputational <b>F</b> luid <b>D</b> ynamics
CFL-Zahl	<b>C</b> ourant- <b>F</b> riedrich- <b>L</b> evy-Zahl
DPT <sub>p</sub>	<b>D</b> igitaler <b>P</b> rototyp <b>P</b> owertrain
DES	<b>D</b> etached <b>E</b> ddy <b>S</b> imulation
DI	<b>D</b> irect <b>I</b> njection
DNS	<b>D</b> irekte Numerische <b>S</b> imulation
DoE	<b>D</b> esign of <b>E</b> xperiments
EA	<b>E</b> volutionärer <b>A</b> lgorithmus
ES	<b>E</b> inlass <b>S</b> chließt
GA	<b>G</b> enetischer <b>A</b> lgorithmus
ICE	<b>I</b> nternal <b>C</b> ombustion <b>E</b> ngine
KW	<b>K</b> urbelwinkel
LBK	<b>L</b> adungsbewegungsklappe
LDV	<b>L</b> aser <b>D</b> oppler <b>V</b> elocimetry
LES	<b>L</b> arge <b>E</b> ddy <b>S</b> imulation
LHS	<b>L</b> atin <b>H</b> ypercube <b>S</b> ampling
MOO	<b>M</b> ulti <b>O</b> bjective <b>O</b> ptimization
NSEA+	<b>N</b> on-Dominated <b>S</b> orting <b>D</b> ifferential <b>E</b> volution <b>A</b> lgorithm
NSGA-II	<b>N</b> on-Dominated <b>S</b> orting <b>G</b> enetic <b>A</b> lgorithm
Nd:YAG-Laser	<b>N</b> eodym-dotierter <b>Y</b> ttrium- <b>A</b> luminium- <b>G</b> ranat-Laser
OFAT	<b>O</b> ne <b>F</b> actor <b>A</b> t a <b>T</b> ime
OLS	<b>O</b> rdinary <b>L</b> east <b>S</b> quares
OT	<b>O</b> berer <b>T</b> otpunkt
PANS	<b>P</b> artially- <b>A</b> veraged <b>N</b> avier- <b>S</b> tokes

PIV	<b>P</b> article <b>I</b> mage <b>V</b> elocimetry
PKW	<b>P</b> ersonen <b>k</b> raft <b>w</b> agen
POD	<b>P</b> roper <b>O</b> rthogonal <b>D</b> ecomposition
RB	<b>R</b> and <b>b</b> edingung
RBF	<b>R</b> adiale <b>B</b> asis <b>f</b> unktionen
RSM	<b>R</b> esponse <b>S</b> urface <b>M</b> odel
SAS	<b>S</b> cale <b>A</b> daptive <b>S</b> imulation
SOO	<b>S</b> ingle <b>O</b> bjective <b>O</b> ptimization
SSE	<b>S</b> um of <b>S</b> quared <b>E</b> rror
SST	<b>S</b> hear- <b>S</b> tress <b>T</b> ransport <b>T</b> urbulenzmodell
SSTOT	<b>T</b> otal <b>S</b> um of <b>S</b> quares
TFSI	<b>T</b> urbo <b>F</b> uel <b>S</b> tratified <b>I</b> njection
TKE	<b>T</b> urbulente <b>K</b> inetische <b>E</b> nergie
URANS	<b>U</b> nsteady <b>R</b> eynolds <b>A</b> veraged <b>N</b> avier <b>S</b> tokes
UT	<b>U</b> nterer <b>T</b> otpunkt
VH	<b>V</b> entil <b>h</b> ub
VLES	<b>V</b> ery <b>L</b> arge- <b>E</b> ddy <b>S</b> imulation
VSR	<b>V</b> entilsitz <b>r</b> ing
WMK	<b>W</b> asser <b>m</b> antel <b>k</b> ern
WW	<b>W</b> echsel <b>w</b> irkung
ZOT	<b>Z</b> ünd- <b>O</b> T
ZZP	<b>Z</b> ündzeit <b>p</b> unkt

# Symbolverzeichnis

## Griechische Formelzeichen

$\alpha_K$	Durchflusszahl bezogen auf die Kolbenfläche . . . . .	$[-]$
$\alpha_K^{trans}$	Transient bestimmte Durchflusszahl bezogen auf die Kolbenfläche . . . . .	$[-]$
$\alpha_V$	Durchflusszahl bezogen auf die Ventilfläche . . . . .	$[-]$
$\beta$	Modellkoeffizient . . . . .	$[-]$
$\beta^*$	Modellkoeffizient . . . . .	$[-]$
$\beta_i$	Modellkonstante . . . . .	$[-]$
$\gamma$	Modellkoeffizient . . . . .	$[-]$
$\delta_{ij}$	Kronecker-Delta . . . . .	$[-]$
$\epsilon$	Dissipation . . . . .	$[m^2 s^{-3}]$
$\epsilon$	Fehler . . . . .	$[-]$
$\eta$	Kolmogorovsche Mikroskala . . . . .	$[m]$
$\theta_k$	Kriging-Modellparameter (Reichweitenfaktor) . . . . .	$[-]$
$\kappa$	Isentropenexponent . . . . .	$[-]$
$\lambda$	Wärmeleitfähigkeit . . . . .	$[kg m s^{-3} K^{-1}]$
$\lambda_i$	Gewichtungsfaktoren . . . . .	$[-]$
$\mu$	Durchflusszahl . . . . .	$[-]$
$\mu$	Dynamische Viskosität . . . . .	$[kg m^{-1} s^{-1}]$
$\mu(\mathbf{x})$	Deterministische Funktion . . . . .	$[-]$
$\mu_t$	Dynamische Wirbelviskosität . . . . .	$[kg m^{-1} s^{-1}]$
$\mu_{eff}$	Effektive Viskosität . . . . .	$[kg m^{-1} s^{-1}]$
$\nu$	Kinematische Viskosität . . . . .	$[m^2 s^{-1}]$
$\nu_t$	Kinematische Wirbelviskosität . . . . .	$[m^2 s^{-1}]$
$\pi$	Kreiszahl . . . . .	$-$
$\rho$	Dichte . . . . .	$[kg m^{-3}]$
$\sigma^2$	Varianz . . . . .	$[-]$
$\sigma_\epsilon$	Modellkoeffizient . . . . .	$[-]$
$\sigma_k$	Modellkoeffizient . . . . .	$[-]$
$\sigma_{\omega 2}$	Modellkoeffizient . . . . .	$[-]$
$\sigma_{PMI}$	Standardabweichung des Mitteldrucks . . . . .	$[kg m^{-1} s^{-2}]$

$\tau_{ij}^t$	Reynolds-Spannung . . . . .	$[\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-2}]$
$\tau_{ij}$	Spannungstensor . . . . .	$[\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-2}]$
$\phi$	Beliebige Modellkonstante . . . . .	$[-]$
$\phi_i$	Basisfunktion . . . . .	$[-]$
$\psi$	Beliebige Feldgröße . . . . .	$[-]$
$\omega$	Spezifische Dissipation . . . . .	$[\text{s}^{-1}]$
$\Omega_i$	Drehgeschwindigkeit um die i-Achse . . . . .	$[\text{s}^{-1}]$

### Lateinische Formelzeichen

$A_g$	Geometrischer Querschnitt . . . . .	$[\text{m}^2]$
$A_w$	Wirksamer Querschnitt . . . . .	$[\text{m}^2]$
$A_{Bez}$	Bezugsfläche . . . . .	$[\text{m}^2]$
$c_p$	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck . . . . .	$[\text{m}^2 \text{s}^{-2} \text{K}^{-1}]$
$C_\mu$	Modellkoeffizient . . . . .	$[-]$
$C_{e2}$	Modellkoeffizient . . . . .	$[-]$
$d$	Abstandsfunktion . . . . .	$[-]$
$D$	Durchmesser . . . . .	$[\text{m}]$
$e_i$	Residuum . . . . .	$[-]$
$f_i$	Massenkraft . . . . .	$[\text{m s}^{-2}]$
$F$	Gewichtungsfaktor . . . . .	$[-]$
$F_{1,2}$	Blending-Funktion . . . . .	$[-]$
$h$	Spezifische Enthalpie . . . . .	$[\text{m}^2 \text{s}^{-2}]$
$k$	Turbulente Kinetische Energie . . . . .	$[\text{m}^2 \text{s}^{-2}]$
$L$	Spezifische Länge . . . . .	$[\text{m}]$
$\dot{m}$	Massenstrom . . . . .	$[\text{kg s}^{-1}]$
$\dot{m}_{theo}$	Theoretischer Massenstrom . . . . .	$[\text{kg s}^{-1}]$
$n_m$	Motordrehzahl . . . . .	$[\text{min}^{-1}]$
$N$	Anzahl . . . . .	$[-]$
$N_F$	Anzahl der Faktoren . . . . .	$[-]$
$N_G$	Anzahl der Gruppen . . . . .	$[-]$
$N_S$	Anzahl der Stufen . . . . .	$[-]$
$p$	Druck . . . . .	$[\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-2}]$
$p(x)$	Polynom niedrigen Grades . . . . .	$[-]$
$p_{me}$	Effektiver Mitteldruck . . . . .	$[\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-2}]$
$P_n$	n-te Elterngeneration . . . . .	$[-]$
$P_e$	Effektive Leistung . . . . .	$[\text{kg m}^2 \text{s}^{-3}]$

$P_{ij}$	Tensor der Reibungsspannungen . . . . .	$[\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-2}]$
$Q_n$	n-te Nachkommengeneration . . . . .	$[-]$
$R$	Korrelation . . . . .	$[-]$
$R$	Universelle Gastkonstante . . . . .	$[-]$
$R^2$	Bestimmtheitsmaß . . . . .	$[-]$
$R_{adj}^2$	Angepasstes Bestimmtheitsmaß . . . . .	$[-]$
$R_{press}^2$	Prognose-Bestimmtheitsmaß . . . . .	$[-]$
$R_n$	n-te Gesamtpopulation . . . . .	$[-]$
$R_s$	Spezifische Gaskonstante . . . . .	$[\text{m}^2 \text{s}^{-2} \text{K}^{-1}]$
$Re$	Reynolds-Zahl . . . . .	$[-]$
$S$	Mittlere Scherrate . . . . .	$[\text{s}^{-1}]$
$S_x$	Tumblezahl . . . . .	$[-]$
$S_y$	Cross-Tumblezahl . . . . .	$[-]$
$S_z$	Drallzahl . . . . .	$[-]$
$t$	Zeit . . . . .	$[\text{s}]$
$T$	Temperatur . . . . .	$[\text{K}]$
$u_i$	Geschwindigkeitskomponente . . . . .	$[\text{m s}^{-1}]$
$U$	Spezifische Geschwindigkeit . . . . .	$[\text{m s}^{-1}]$
$\mathbf{v}$	Vektordarstellung eines Individuums . . . . .	$[-]$
$V_H$	Hubvolumen . . . . .	$[\text{m}^3]$
$w_i$	Gewichtungsfaktor . . . . .	$[-]$
$\mathbf{x}_{ri}$	Vektordarstellung eines Individuums . . . . .	$[-]$
$x_i$	Faktor . . . . .	$[-]$
$x_i$	Kartesische Koordinaten . . . . .	$[\text{m}]$
$y^+$	Dimensionsloser Wandabstand . . . . .	$[-]$
$y_i$	Gewichtungsfaktor . . . . .	$[-]$
$y_i$	Zielfunktion . . . . .	$[-]$
$z$	Anzahl der Zylinder . . . . .	$[-]$
$Z$	Zufallsprozess . . . . .	$[-]$

## Sonstige Symbole

$\hat{(\cdot)}$	Schätzwert . . . . .	$[-]$
$(\cdot)'$	Schwankungsanteil aus Reynolds-Mittelung . . . . .	$[-]$
$(\cdot)''$	Schwankungsanteil aus Favre-Mittelung . . . . .	$[-]$
$\overline{(\cdot)}$	Reynolds-Mittelwert . . . . .	$[-]$
$\overline{(\cdot)}$	Favre-Mittelwert . . . . .	$[-]$



# 1. Einleitung

Seit dem Beginn der Automobilära stellt der Verbrennungsmotor in seinen Ausführungen als Otto- und Dieselmotor das vorherrschende Antriebskonzept dar und obwohl die Elektromobilität als Technologie der Zukunft gilt, wird er noch lange Zeit seine Rolle behaupten. Bei der Weiterentwicklung der Motoren steht mehr denn je die Verringerung von Verbrauch und Emission im Mittelpunkt, um die immer strengeren Richtlinien und Gesetze einhalten zu können. Aber auch von Seiten der Verbraucher wächst der Druck sparsame Motoren zu entwickeln, da der Kraftstoffverbrauch als wesentlicher Faktor die Kaufentscheidung maßgeblich beeinflusst. So haben bei einer Umfrage im Auftrag der deutschen Energie-Agentur 94 % der Befragten angegeben, dass ihnen der Kraftstoffverbrauch wichtig für die Kaufentscheidung ist (Abbildung 1.1)[16].

Um die steigenden Anforderungen an die Motoren zu erfüllen, werden neue Konzepte und Strategien entwickelt. Beim Ottomotor steht dabei die Verbesserung der Teillastwirkungsgrade im Mittelpunkt. Mögliche Konzepte sind hier zum einen die Umsetzung einer Downsizing-Strategie in Verbindung mit einer Turboaufladung zur Erreichung der angestrebten Leistung, der Einsatz von geschichteten, mageren Brennverfahren, bei denen die zuverlässige Steuerung der Verbrennung eine große Herausforderung darstellt und die Umsetzung einer drosselfreien Laststeuerung durch den Einsatz variabler Ventiltriebskonzepte zur Reduzierung der Ladungswechselverluste. Neben der Darstellung neuer Technologien ist auch die weitere Optimierung jeglicher am Antriebskonzept beteiligter Komponenten wichtig. In diesem Zusammenhang spielt die numerische Strömungssimulation eine immer größere Rolle, da mit ihrer Hilfe neue Bauteile schon in der frühen Entwicklungsphase auf ihre Eignung geprüft werden können. Die steigende Rechenleistung und Genauigkeit ermöglicht es, eine Vielzahl von Bauteilen in kurzer Zeit zu testen. Damit sind alle Voraussetzungen für den Einsatz eines Optimierungsalgorithmus geschaffen, mit dessen Hilfe zuverlässig die optimale Bauteilgeometrie gefunden werden kann.

In der Konzernforschung der Volkswagen AG wird ein solcher Optimierungsprozess für die Entwicklung der Einlasskanalgeometrie angewendet. Der Einlasskanal stellt im Verbrennungsmotor eine wesentliche Komponente des Ladungswechsels dar. Das Auffinden der optimalen Form ist aufgrund der gegensätzlichen Ziele eine große Herausforderung. Ein Ziel dabei ist es, die Strömungsverluste zu minimieren. Die damit verbunden großen Querschnitte führen allerdings zu niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten und damit zu einer geringen Ladungsbewegung

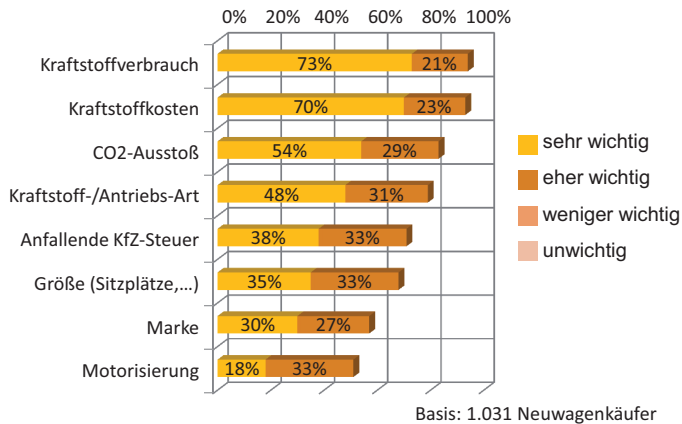


Abbildung 1.1.: Wichtige Einflussfaktoren auf den Entscheidungsprozess beim Neuwagenkauf (nach [16])

im Brennraum. Eine gut ausgeprägte Ladungsbewegung ist allerdings gewünscht, um den Verbrennungsprozess zu unterstützen [47]. Für die Bewertung der beiden Ziele wird ein stationärer Strömungsversuch bei konstantem Ventilhub mittels numerischer Strömungssimulation nachgestellt. Während sich die Strömungsverluste auf diese Weise sehr gut bestimmen lassen, stellt die Vernachlässigung der Ventilbewegung und die fehlende Interaktion mit dem Kolben bei der Bewertung der Ladungsbewegung eine starke Vereinfachung dar. Eine weitere Einschränkung dieser Bewertungsmethode ist die Tatsache, dass sich alternative Ventiltriebskonzepte, wie z.B. das Phasing zweier Einlassventile, durch stationäre Strömungssimulationen nicht gut beurteilen lassen.

Ziel dieser Arbeit ist daher die Erweiterung des vorhandenen Prozesses, sodass die Ladungsbewegung im Brennraum realitätsnah und damit zuverlässiger als bisher bewertet werden kann. Außerdem sollen auch zukünftige Ventilhubstrategien berücksichtigt werden können. Ausgehend vom aktuellen Stand der Technik hinsichtlich der numerischen Simulation der Zylinderinnenströmung und den vorhandenen Strategien zur Einlasskanaloptimierung wird eine Prozesskette aufgebaut, die die Kanalbewertung im Rahmen einer Parameteroptimierung mit Hilfe von transienten, dreidimensionalen Ladungswechselsimulationen vornimmt. Aufbauend auf dieser Prozesskette wird eine Optimierung für den Einlasskanal einer neuen Baustufe des 2,0l EA888 TFSI Motors von Audi durchgeführt.



## 2. Stand der Technik

Ziel der Einlasskanalentwicklung ist es, die Ladungswechselkanäle so zu gestalten, dass sie das Brennverfahren optimal unterstützen. Um das grundlegende Verständnis für innermotorische Prozesse zu schaffen, wird zunächst eine kurze Einführung in die Funktionsweise sowie die Verlustmechanismen eines Verbrennungsmotors gegeben. Anschließend wird die Bedeutung der Luftströmung für das Brennverhalten dargelegt und es werden Verfahren vorgestellt, mit denen verschiedene äußere Einflussfaktoren auf die Ladungsbewegung detailliert untersucht werden können. Daran anknüpfend wird auf aktuelle Vorgehensweisen bei der Einlasskanaloptimierung im Motorentwicklungsprozess eingegangen, bevor abschließend das Ziel dieser Arbeit definiert und ihr Aufbau angegeben wird.

### 2.1. Funktionsweise eines Verbrennungsmotors

Der Verbrennungsmotor zählt zu den periodisch arbeitenden Verbrennungskraftmaschinen und existiert in verschiedensten Ausführungsformen. Im PKW Bereich kommt der Viertakt-Hubkolbenmotor am häufigsten vor. Seine Funktionsweise ist in Abbildung 2.1 dargestellt. Ein Arbeitsspiel, welches zwei Kurbelwellenumdrehungen umfasst, kann in vier Takte unterteilt werden. Während der ersten beiden Takte, dem Ansaugen und Verdichten, wird das für die Verbrennung benötigte zündfähige Gemisch erzeugt. Dafür wird durch die Einlassventile je nach Art des Motors entweder ein Luftkraftstoffgemisch (äußere Gemischbildung) oder reine Frischluft (Direkteinspritzung) angesaugt. Im Fall der Frischluftansaugung wird der Kraftstoff direkt in den Brennraum eingespritzt. In Folge der Aufwärtsbewegung des Kolbens wird das Kraftstoff- Luftgemisch bis zum oberen Totpunkt verdichtet. Im dritten Takt, dem Verbrennungs- oder Expansionstakt, folgt durch einen exothermen Verbrennungsprozess die Umwandlung der chemisch gebundenen Energie zunächst in thermische und anschließend in nutzbare mechanische Energie. Durch den starken Temperatur- und Druckanstieg in Folge der Verbrennung wird der Kolben nach unten gedrückt. Die dabei entstehende translatorische Bewegung wird über die Kurbelwelle in eine Rotationsbewegung umgesetzt und ist somit zum Antrieb nutzbar. Im letzten Takt wird das verbrannte Gemisch aus dem Brennraum ausgeschoben und ein neues Arbeitsspiel beginnt. Nach ihrer Aufgabe werden die Takte auch in zwei Ladungswechseltakte, dem Ansaugen und dem Ausschieben, und zwei Arbeitstakte, dem Verdichten

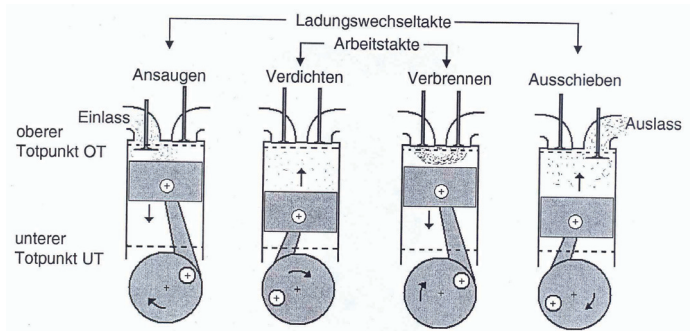


Abbildung 2.1.: Arbeitsweise eines Viertaktmotors [34]

und der Expansion, unterteilt [34].

Um die Qualität eines Verbrennungsmotors neutral beurteilen zu können und so mögliche Verbesserungspotenziale zu identifizieren, werden idealisierte Vergleichsprozesse festgelegt. Der Carnot-Prozess stellt den Vergleichsprozess mit dem thermodynamisch optimalen Wirkungsgrad dar. Hierbei erfolgt die Energiezu- und abführung isotherm mit einer möglichst großen Temperaturdifferenz und alle weiteren Prozessschritte laufen adiabat ab. Da dieser Prozess in der Verbrennungskraftmaschine nicht umsetzbar ist, werden weitere Vergleichsprozesse wie der Gleichraum-, der Gleichdruck- oder der Seiligerprozess herangezogen, die den Vorgängen im Verbrennungsmotor näher kommen. Beim Gleichraumprozess wird eine Energiezufuhr bei gleichem Volumen angenommen, was aufgrund der endlichen Brenngeschwindigkeit ebenfalls nicht möglich ist. Demgegenüber wird beim Gleichdruckprozess eine Wärmezufuhr bei konstantem Druck vorausgesetzt, wodurch sich ein niedrigerer Wirkungsgrad ergibt. Die Kombination der beiden Prozesse wird als Seiligerprozess bezeichnet. Dieser besitzt folglich einen Wirkungsgrad, der nach unten durch den Gleichdruck- und nach oben durch den Gleichraumprozess begrenzt ist. Diese einfachen geschlossenen Kreisprozesse reichen allerdings nicht aus, um detaillierte Aussagen über den tatsächlichen Motorprozess abzuleiten. Aus diesem Grund wird statt der Wärmezufuhr die chemische Energieumwandlung durch Verbrennung und statt der Wärmeabfuhr der Ladungswechsel betrachtet. Damit ergibt sich ein offener Vergleichsprozess, der als vollkommener Motor bezeichnet wird. Der Verbrennungsprozess im Hochdruckteil kann dabei abschnittsweise berechnet werden, während der Ladungswechsel in der Regel weiterhin nicht näher betrachtet wird. Ausgehend vom Wirkungsgrad des vollkommenen Motors  $\eta_{th}$  lassen sich dann weitere Verluste durch die Aufhebung von Idealisierungen definieren und durch Abschläge am Wirkungsgrad berücksichtigen [57]. Die einzelnen Verlusttypen sind in Abbildung 2.2

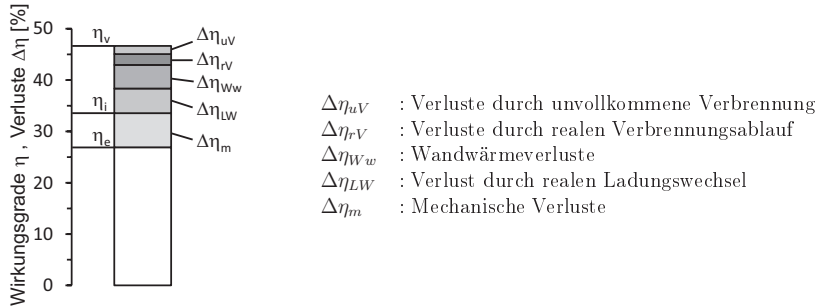


Abbildung 2.2.: Wirkungsgrade und Verluste eines PKW Ottomotors bei  $3000 \text{ min}^{-1}$  und 5 bar effektivem Mitteldruck (nach [68])

dargestellt und in Pischinger u. a. [68] näher beschrieben.

Da sich die vorliegende Arbeit mit der Optimierung von Einlasskanälen beschäftigt, stellt sich zunächst die Frage, auf welche Verluste die Gestaltung der Einlasskanäle einen Einfluss hat. Aufgrund der direkten Auswirkung der Geometrie auf den Strömungswiderstand sind zunächst die Ladungswechselverluste zu nennen. Aber auch die Verbrennungsverluste sowie die Wandwärmeverluste werden durch die Kanalgestaltung beeinflusst, da diese maßgeblich die Strömung im Brennraum bestimmt und damit Auswirkungen auf die Gemischbildung und Verbrennung hat. Schon an dieser einfachen Betrachtung zeigt sich aufgrund der vielfältigen Einflüsse die große Komplexität bei der Entwicklung einer optimalen Einlasskanalgeometrie.

## 2.2. Bedeutung der Ladungsbewegung für die Verbrennung

Wie bereits angedeutet ist die Ladungsbewegung eng mit der Aufbereitung des Kraftstoffs und dem Ablauf der Verbrennung verknüpft. Durch sie wird nicht nur der Wirkungsgrad, sondern ebenso die Leistungscharakteristik sowie die Schadstoffemission beeinflusst. Es ist daher wichtig, den Verbrennungsprozess im Motor so gut wie möglich zu verstehen. Dieser wird von vielen Faktoren wie der Zusammensetzung und Verteilung des Kraftstoffs, thermodynamischen Größen wie Druck und Temperatur oder Strömungs- und Transportvorgängen beeinflusst. Eingeleitet wird die Verbrennung durch die Zündung. Die hierfür nötige Zündenergie wird beim Ottomotor extern durch eine Zündkerze zugeführt. Beim Dieselmotor dagegen ist keine Zündkerze notwendig, da sich der Dieselmotorkraftstoff bei ausreichend hohen Temperaturen und Drücken von selbst entzündet und so die weitere Verbrennung einleitet. Folglich wird der Dieselmotor

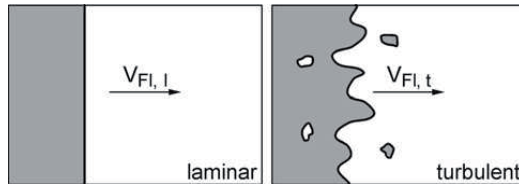


Abbildung 2.3.: Laminare und turbulente Flammenausbreitung [29]

auch als Selbstzünder bezeichnet. Nach erfolgreicher Zündung breitet sich die Flamme bei geeigneten thermischen und chemischen Bedingungen weiter im Brennraum aus. Hierbei wird in vorgemischte und nicht vorgemischte Verbrennung unterschieden. Während bei der erst genannten Luft und Kraftstoff überwiegend homogen verteilt sind, liegt bei der nicht vorgemischten Verbrennung bei Brennbeginn ein inhomogenes Gemisch vor, welches erst im Laufe der Verbrennung in Folge der steigenden Diffusion aufbereitet und direkt umgesetzt wird [29]. Diese Form der Verbrennung tritt vor allem in Dieselmotoren durch die kurze Zeit zwischen Einspritzung und Verbrennung auf. Da Dieselmotoren in dieser Arbeit nur am Rande betrachtet werden, wird im weiteren Verlauf lediglich auf die vorgemischte Verbrennung näher eingegangen. Diese wird durch eine hohe Brenngeschwindigkeit bei hohen Temperaturen charakterisiert und zeichnet sich durch eine geringe Rußbildung aus. Abhängig von den vorliegenden Strömungszuständen im Brennraum kann sich die Flammenfront laminar oder turbulent ausbreiten (vgl. Abbildung 2.3). Bei einer laminaren Flammenausbreitung bewegt sich, ausgehend vom Ort der Zündung, eine geschlossene Flammenfront durch den Brennraum. Die Brenngeschwindigkeit hängt in diesem Fall von chemischen Größen, die die Dicke der Flammenfront bestimmen, sowie den lokalen Geschwindigkeiten des Wärme- und Stofftransports ab. Für die meisten Kohlenwasserstoff-Luft-Gemische liegt sie in der Größenordnung von 0,4 m/s, wobei sie mit steigender Temperatur zu und mit steigendem Druck abnimmt [68]. Bei der turbulenten Verbrennung wird die Flammenfront mit steigender Reynolds-Zahl stark verzerrt und aufgerissen, einzelne Flammeninseln, sogenannte Flamelets, können sich aus der Flammenfront lösen. Die turbulente Flammengeschwindigkeit steigt mit dem Grad an Turbulenz immer weiter an, sodass über das turbulente Strömungsfeld im Brennraum die Geschwindigkeit der Verbrennung gesteigert werden kann. Hierdurch lässt sich unter anderem erklären, dass die Verbrennung bei unterschiedlichen Drehzahlen etwa im selben Kurbelwinkelintervall stattfindet, da bei höheren Drehzahlen die Turbulenz im Brennraum zunimmt und daher auch die Verbrennung schneller abläuft. Die Flammenausbreitung setzt sich so lange fort, bis entweder das chemische Gleichgewicht erreicht ist oder ein Bereich erfasst wird, in dem der Zustand des Gemisches eine weitere Verbrennung verhindert. Mögliche Ursachen sind eine inhomogene Kraftstoffverteilung, durch

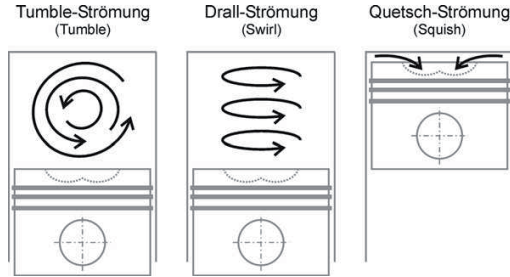


Abbildung 2.4.: Formen der Ladungsbewegung (schematisch) [29]

die lokal kein zündfähiges Gemisch vorliegt, oder zu geringe Temperaturen des Gemisches. Dieser Effekt tritt vermehrt in der Nähe kalter Brennraumwände auf und wird als „wall-flame-quenching“ bezeichnet. Er führt zu einer erhöhten Emission unverbrannter Kohlenwasserstoffe [29].

Bei modernen Motoren wird versucht, über die Luftbewegung im Brennraum die Verbrennungsqualität zu erhöhen. Dies ist zum einen durch ein erhöhtes Turbulenzniveau zum Zündzeitpunkt (ZZP) möglich, welches für eine kürzere Entflammungsdauer und ein schnelleres Durchbrennen sorgt, und zum anderen durch eine geschickte Ladungsbewegung, die die Gemischaufbereitung unterstützt und so ein möglichst homogenes Gemisch zum ZZP bereitstellt [58]. Dieser Punkt erlangt bei direkteinspritzenden Motoren im Homogenbetrieb zusätzliche Bedeutung, da im Gegensatz zu gemischsansaugenden Motoren nur eine eingeschränkte Zeit zur Homogenisierung des Gemisches zur Verfügung steht. Die Art der Ladungsbewegung wird, wie in Abbildung 2.4 zu sehen, allgemein in drei Kategorien eingeteilt. Die Drallströmung spielt vor allem in Dieselmotoren eine Rolle, um die Gemischbildung des erst kurz vor der Zündung eingespritzten Kraftstoffs zu verbessern [61]. In Kombination mit der Quetschströmung und der Einspritzung, die in der Nähe des oberen Totpunkts (OT) einsetzt, liegt für eine schnelle Verbrennung ein ausreichend hohes Turbulenzniveau vor.

Die Tumbleströmung wird demgegenüber vor allem in Ottomotoren eingesetzt. Arcoumanis u. a. haben durch verschieden stark versperzte Einlasskanalquerschnitte unterschiedlich starken Tumble generiert und den Einfluss auf das Motorverhalten von Otto- und Gasmotoren untersucht [7]. Obwohl sich die Tumblewerte an einem Strömungsprüfstand um bis zu 80 % unterscheiden, lässt sich aus Flammenfortschrittsbildern entnehmen, dass die erhöhte Ladungsbewegung nicht zu einer gesteigerten Geschwindigkeit an der Zündkerze zum Zündzeitpunkt führt. Daraus schließen Arcoumanis u. a., dass die während der Einlassphase generierte La-

dungsbewegung während der Kompression weitestgehend in Turbulenz umgewandelt wird. Sie bestätigen den Einfluss der erhöhten Turbulenz auf die Verbrennung durch eine kürzere Brenngeschwindigkeit und einen erhöhten indizierten Mitteldruck. Außerdem stellt sich heraus, dass der höhere Tumble zu einer besseren Verträglichkeit von magerem Gemisch führt, und die zyklischen Schwankungen reduziert [7].

Ähnliche Untersuchungen haben auch He u. a. an einem 2,4l Vierventilmotor durchgeführt. Auch sie versperren den Einlasskanal teilweise und erfassen den erhöhten Tumble auf einem Strömungsprüfstand. Es bestätigt sich ebenfalls eine Korrelation zwischen den Tumblewerten und dem Motorverhalten. Neben einer stabileren Verbrennung kann außerdem ein geringerer Zündverzug und ein schnellerer Durchbrand festgestellt werden [31].

Der Einfluss einlassseitig generierten Tumbles auf die zyklischen Schwankungen in einem direkteinspritzenden Ottomotor wurde auch von Fischer u. a. an der Universität Karlsruhe untersucht. Dabei wird der Tumble allerdings nicht über eine einfache Kanalversperrung geändert, sondern durch einen Mechanismus, der es gleichzeitig ermöglicht die Einstromrichtung in den Brennraum zu beeinflussen. Außerdem wird der Tumble nicht am Stationärprüfstand bewertet, sondern über CFD-Simulationen und PIV-Messungen am Transparentmotor. Neben derselben Erkenntnis, dass ein erhöhter Tumble zu einer Reduzierung der zyklischen Schwankung führt, kann dadurch auch gezeigt werden, dass die Richtung der einströmenden Luft maßgeblichen Einfluss auf die Ausprägung der Tumblebewegung nimmt. Es stellt sich heraus, dass ein Überströmen der Ventile in Richtung Zylindermitte Vorteile bei der Ausbildung einer gerichteten Ladungsbewegung mit sich bringt [21, 22].

Die eben beschriebenen Arbeiten haben nachgewiesen, dass eine Erhöhung der Tumbleintensität die Verbrennung verbessert. Laget u. a. haben eine umfangreiche numerische Studie durchgeführt, um neue Korrelationen zwischen den unterschiedlichen Formen der Ladungsbewegung und der Verbrennung zu finden. Dabei verwenden sie als Eingangsgrößen charakteristische Strömungsgrößen wie das Quadrat der Tumblezahl oder die Lage der Rotationszentren und ermitteln mit Hilfe einer DoE-Studie (Design of Experiments) den Einfluss auf die Verbrennung. Als zu bevorzugende Form der Ladungsbewegung haben sich Tumble und Crosstumble bestätigt. Ein zusätzlicher moderater Drall konnte das Brennverhalten weiter leicht verbessern [49].

Alle Untersuchungen haben gezeigt, dass der Tumble als Ladungsbewegungsform dazu geeignet ist, den Verbrennungsprozess im Ottomotor zu verbessern. Der entscheidende Mechanismus ist dabei die Erhaltung der großskaligen Drehbewegung bis in die Kompression und der anschließende Zerfall in Turbulenz. Hierbei handelt es sich um einen komplizierten dreidimensionalen Prozess, der nur schwer vollständig erfasst werden kann.

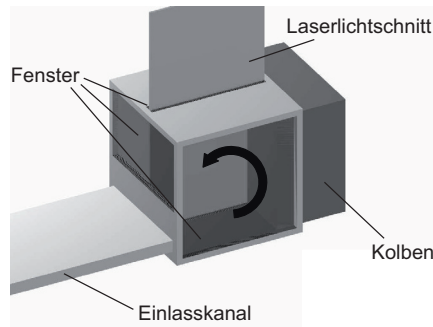


Abbildung 2.5.: Darstellung eines Motors mit quadratischem Kolben (nach [62])

## 2.3. Messtechnische und numerische Erfassung der Tumblebewegung

Erste ausführliche Untersuchungen eines in Turbulenz zerfallenden Tumblewirbels wurden an einem motorähnlichen Aufbau mit quadratischer Kolbenoberfläche (vgl. Abbildung 2.5) durchgeführt. Durch die verwendete Geometrie wird einerseits sichergestellt, dass sich bei der Ansaugung ein reiner Tumblewirbel ausbildet und andererseits lässt sich die Strömung sowohl messtechnisch durch die einfachere optische Zugänglichkeit für PIV (Particle Image Velocimetry) - und LDV (Laser Doppler Velocimetry) - Messtechnik, als auch numerisch durch eine einfachere Vernetzung gut erfassen. Der in Abbildung 2.5 gezeigte Aufbau wurde daher von mehreren Autoren zur intensiven Untersuchung eines Tumblewirbels in der Kompression genutzt [10, 28, 36, 41, 50, 62]. Neben Arbeiten, die den Versuchsaufbau, die Geschwindigkeitsmessungen oder mögliche analytische Lösungen unter vereinfachenden Annahmen beschreiben, beschäftigen sich viele Autoren mit der Fragestellung, ob der Zerfallsprozess mit CFD-Simulationen (Computational Fluid Dynamics) erfasst werden kann.

Horrocks hat den Tumblezerfall in dieser Geometrie mit verschiedenen Turbulenzmodellen untersucht und kommt zu dem Ergebnis, dass ein einfaches  $k-\epsilon$  Turbulenzmodell im Gegensatz zu einem Reynolds-Spannungsmodell nicht in der Lage ist, den Zerfall des Hauptwirbels in feinere Strukturen abzubilden. Trotz des Versagens bei diesem Szenario zeigt sich, dass das Turbulenzniveau am Ende der Kompression bei beiden Modellen ähnlich ist [36].

Moureau u. a. haben dasselbe Experiment mit einem LES-Verfahren (Large-Eddy Simulation) sowohl zweidimensional als auch dreidimensional berechnet und stellen fest, dass durch die zweidimensionale Simulation lediglich die Einlassphase richtig erfasst werden kann, während der Tumblezerfall nur im Dreidimensionalen korrekt dargestellt wird [62]. Jakirlic u. a. haben neben einem reinen LES-Verfahren eine PANS-Simulation (Partially-Averaged Navier-Stokes)

für die Strömungsberechnung verwendet. Die Ergebnisse bestätigen ebenfalls, dass die Einlassströmung deutlich besser vorhersagbar ist als die Kompression. Trotzdem kommen sie zu dem Ergebnis, dass beide Verfahren in der Lage sind, Probleme mit einem solch breiten Frequenzbereich zu berechnen [41].

Die Komplexität der Strömungsvorgänge in einem realen Brennraum geht noch weit über die des quadratischen Modellbrennraums hinaus, da sich durch die zylindrischen Wände schon während der Einlassphase eine komplizierte dreidimensionale Strömung ausbildet. Die reale Motorgeometrie sorgt aber nicht nur für eine komplexere Strömung, sondern erhöht auch die Anforderungen an Messtechnik und Simulation.

Eine Möglichkeit, Bewegungen in einem realen Brennraum zu visualisieren, stellt ein Wasseranalogon dar [32, 33]. Durch die niedrigen Geschwindigkeiten in Folge der notwendigen Reynoldszahl Ähnlichkeit ist die Strömung messtechnisch sehr gut zu erfassen. Nachteilig ist allerdings, dass sich die Strömungsentwicklung nur während der Einlassphase beobachten lässt, da es sich bei Wasser um ein inkompressibles Fluid handelt. Aus diesem Grund haben sich Messungen an Transparentmotoren, bei denen der Zylinder aus durchsichtigem Material (z.B. Quarzglas) besteht, durchgesetzt.

Eine ausführliche Beschreibung der Innenzylinderströmung sowohl während der Einlassphase als auch während der Kompression liefern Voisine u. a. Sie haben einen Transparentmotor mit PIV sowie mit Hochgeschwindigkeits-PIV vermessen und erläutern sowohl die Entstehung der dreidimensionalen Strömung als auch den Tumblezerfall, den sie mit der Messung von abnehmender kinetischer Energie der mittleren Strömung und zunehmender Turbulenzenergie belegen. Die Anwendung von POD (Proper Orthogonal Decomposition) ergibt, dass im Verlauf der Kompression ab ca.  $300^\circ$  Kurbelwinkel (KW) Energie von der Hauptströmung (Mode 1) in andere Moden überführt wird, die kinetische Energie also von einer großskaligen Bewegung zu kleineren Skalen übertragen wird [87].

Auch Druault u. a. haben die Entwicklung der Tumbleströmung in aufeinanderfolgenden Zyklen mit zeitaufgelösten PIV-Messungen und POD-Methoden untersucht. Dabei haben sie zum einen die Bewegung des Tumblezentrums durch den Brennraum beobachtet und zum anderen die Zyklusschwankungen quantifiziert. Sie stellen fest, dass die Zyklusschwankungen im Verlauf der Kompression zunehmen, am Ende aber wieder auf den Wert zu Beginn der Einlassphase abfallen [17].

Neben der reinen Strömungsentwicklung werden auch die Auswirkungen äußerer Einflüsse wie z.B. unterschiedlicher Betriebsbedingungen oder Geometrien untersucht. Neben der optischen Messtechnik werden hierfür zunehmend auch CFD-Simulationen eingesetzt. So wurde z.B. der Einfluss unterschiedlicher Drehzahlen sowohl messtechnisch als auch mit Hilfe von Simulationen analysiert. Ikeda u. a. weisen die Abhängigkeit der Turbulenzintensität von der Drehzahl in



Folge der höheren mittleren Geschwindigkeiten im Brennraum mit PIV- und LDV-Messtechnik nach und stellen außerdem fest, dass die Turbulenzgrößen während der Einlassphase einen stark anisotropen Charakter aufweisen, während sie sich im Lauf der Kompression der isotropen Turbulenz annähern [39].

Ramesh u. Gunasekaran dagegen haben den Einfluss unterschiedlicher Drehzahlen auf die Strömungsstrukturen im Brennraum mit Hilfe von CFD-Simulationen untersucht. Sie stellen fest, dass eine Erhöhung der Drehzahl von  $1000 \text{ min}^{-1}$  auf  $2000 \text{ min}^{-1}$  die Ladungsbewegung deutlich erhöht, während eine weitere Steigerung auf  $3000 \text{ min}^{-1}$  nur noch geringe Auswirkungen auf die Tumblezahl hat [72].

Auch für die Bewertung unterschiedlicher Geometrievarianten werden beide Methoden eingesetzt. Murali Krishna u. Mallikarjuna haben die Tumble- und Turbulenzwerte für verschiedene Kolbenformen mit Hilfe von PIV bestimmt [63]. Hierbei zeigt sich ein flacher Kolben gegenüber einem mit kuppelförmiger Erhöhung als vorteilhaft. In einer weiteren Studie am flachen Kolben hat sich wiederum die Abhängigkeit der Turbulenzintensität am Ende der Kompression von der Drehzahl bestätigt, während im untersuchten Bereich von  $400 - 1000 \text{ min}^{-1}$  die Tumblezahl nahezu drehzahlunabhängig war [64].

Sureshkumar u. a. verwenden dagegen CFD-Simulationen, um den Einfluss unterschiedlicher Kolbengeometrien auf die Strömungsentwicklung im Brennraum zu untersuchen. Sie beschreiben die Strömungsstrukturen zu unterschiedlichen Zeiten ausführlich und kommen zu dem Ergebnis, dass ein Kolben mit einer muldenförmigen Vertiefung hinsichtlich Ladungsbewegung und Turbulenz Vorteile gegenüber einem flachen Kolben besitzt [84].

Die dargestellten Methoden zur Erfassung der Ladungsbewegung in einem realen Brennraum erlauben es nicht nur die Auswirkungen verschiedener äußerer Einflüsse, wie z.B. Ladedruck oder Drehzahl, auf die Strömungsentwicklung zu beurteilen, sondern auch den Effekt unterschiedlicher Bauteilgeometrien. Sie sind damit alle geeignet, neue Bauteile, wie Kolbenformen oder Einlasskanalgeometrien, hinsichtlich ihrer Eignung zur Erzeugung einer intensiven Ladungsbewegung zu beurteilen.

## 2.4. Methoden und Trends bei der Einlasskanalentwicklung

Die große Bedeutung der Ladungsbewegung für die Verbrennung auf der einen Seite und das Bestreben, möglichst verlustarme Einlasskanäle zu generieren, auf der anderen Seite, machen die Einlasskanalgestaltung zu einer großen Herausforderung für die Motorenentwicklung. Die Methoden bei der Einlasskanalentwicklung haben sich dabei stetig weiterentwickelt. Die im letzten Abschnitt beschriebenen optischen Verfahren zur Erfassung und Bewertung der Ladungsbewegung sind allesamt zu aufwendig, um sie zur regelmäßigen Vermessung verschiedener Baustufen

eines Serienentwicklungsprozesses zu verwenden. Daher hat es sich durchgesetzt, Einlasskanalgeometrien auf sogenannten Fließbänken zu untersuchen. Dabei werden Zylinderköpfe oder Flow-Boxen mit entsprechender Kanalgeometrie auf eine Zylinderbuchse mit der Bohrung des Motors montiert und bei vordefinierten äußeren Bedingungen stationär durchströmt.

In Xu [89] werden verschiedene dieser stationären Messverfahren verglichen. Es wird darauf hingewiesen, dass für die Bestimmung eines Verlustbeiwerts die Druckdifferenz so gewählt sein muss, dass sich im gesamten Einlasskanal eine vollständig turbulente Strömung ausgebildet hat. Des Weiteren wird festgestellt, dass Vergleiche nur auf Prüfständen des gleichen Typs und bei ähnlichen Zylinderköpfen möglich sind. Trotz der vielen verschiedenen Versuchsaufbauten und eingeschränkter allgemeiner Vergleichbarkeit gibt es Hinweise, dass Ergebnisse stationärer Strömungsprüfstände grundsätzlich mit dem Brennverhalten im Motor korrelieren [89].

In der Vergangenheit fand die Kanalentwicklung basierend auf derartigen stationären Prüfstandsergebnissen statt. Ausgehend von Messergebnissen wurde die Form der Einlasskanäle neu gestaltet, wodurch das Ergebnis stark von der Erfahrung der Konstrukteure abhängig war. Ein erster Schritt, ihnen eine Hilfestellung an die Hand zu geben, bestand in der systematischen Untersuchung einzelner Basis-Designparameter. Son u. a. haben eine solche Studie zum Einfluss verschiedener Parameter auf den Durchflusskoeffizienten durchgeführt. Sie stellen fest, dass bei ihrer Parametrisierung die Kanalhöhe im Bereich des Ventilschafts und die Flanschfläche den größten Einfluss auf den Durchflussbeiwert besitzen [80]. Zwar können auf diese Weise die wichtigsten Parameter identifiziert werden, eine Optimierung der Geometrie ist aber noch nicht möglich, da die Kanalgeometrie von weiteren Restriktionen, wie z.B. der Lage des Wassermantels, begrenzt wird und so die Identifikation einzelner Basisparameter nur für eine grobe Kanalauslegung dienlich ist. Mit der Verbesserung der CAE-Methoden (Computer Aided Engineering) hat sich die Kanalauslegung erheblich weiterentwickelt. Dabei wurde nicht nur der Blasversuch durch eine numerische Simulation ersetzt, sondern es wurden auch Optimierungsalgorithmen verwendet, um die optimale Kanalgeometrie zu ermitteln.

Diese Vorgehensweise gehört aktuell bei vielen Automobilunternehmen, Dienstleistern und Softwareunternehmen zum Standard. Adomeit u. a. beschreiben die Verwendung einer solchen Prozesskette in [2]. Sie koppeln die Simulation der stationären Kanaldurchströmung analog zum Fließbankversuch mit einem genetischen Algorithmus, um die Parameter Kanalradius, Kanalwinkel und Kanalhöhe hinsichtlich Tumblezahl und Durchflussbeiwert zu optimieren. Mandloi u. a. beschreiben ein identisches Vorgehen mit anderen Softwaretools. Sie zeigen, dass alle notwendigen Prozessschritte innerhalb der ANSYS Softwareumgebung Workbench möglich sind [54].

Denselben Ansatz zur Kanalsoptimierung verfolgen auch Gaikwad u. a. Allerdings führen sie ihre Optimierung mit einer erhöhten Parameterzahl von sieben durch und ergänzen die Prozesskette

um transiente Strömungssimulationen ausgewählter Varianten. Grund dafür ist die Feststellung, dass mit dem stationären Ansatz nicht alle Strömungseffekte im Verbrennungsmotor erfasst werden können, da nach dem Schließen der Einlassventile die Kolben- und Brennraumform eine entscheidende Rolle zur Erhaltung der Tumblebewegung bis in die Kompression spielt [26]. Ausgehend von dieser Feststellung ist es naheliegend eine Einlasskanaloptimierung zukünftig vollständig auf der Basis von transienten Strömungssimulationen durchzuführen, um so das Zusammenspiel von Einlasskanalströmung und Ladungsbewegungserhaltung bis hin zur Kompression zu verbessern. Qi u. a. bewerten auf diese Weise neu erzeugte Einlasskanäle. Allerdings führen sie keine Optimierung durch, sondern vergleichen neue, für mehr Tumble entwickelte Einlasskanalgeometrien mit der Ausgangsvariante. Durch die transiente CFD-Simulation weisen sie bei den neuen Varianten einen deutlich höheren Tumble und eine erhöhte Turbulenz am Ende der Kompression nach [70].

Denselben Weg wählen auch Iyer u. Yi bei der Neuentwicklung ihrer Einlasskanäle. Sie verwenden ebenfalls keinen Optimierungsalgorithmus, sondern verbessern ihre Kanalgeometrie schrittweise und stellen die Auswirkungen der Veränderungen auf die Ladungsbewegung, Gemischbildung und Verbrennung dar. Vergleiche zwischen der Ausgangsvariante und einem auf Ladungsbewegung optimierten Kanal auf dem Motorprüfstand zeigen eine Verbesserung bei der Brenngeschwindigkeit, geringeren Anfettungsbedarf bei Vollast, eine geringere Klopfneigung und höhere Stabilität der Verbrennung [40].

## 2.5. Ziel und Aufbau der Arbeit

Die im vorangegangenen Kapitel beschriebene Vorgehensweise bei der Auslegung von Einlasskanälen wird auch im Volkswagenkonzern angewendet. Dafür wurde eine Prozesskette entwickelt, die es auf Basis einer stationären Strömungssimulation ermöglicht, eine Einlasskanalbewertung und -optimierung durchzuführen. Analog zu dem bei Gaikwad u. a. [26] beschriebenen Prozess wird zunächst eine Optimierung auf Grundlage stationärer Kennzahlen durchgeführt, bevor im Anschluss erfolversprechende Varianten transient nachgerechnet werden. Diese Vorgehensweise wurde zuletzt für den Einlasskanal des 1,4 l EA211 angewendet, was unter anderem in Szengel u. a. [85] Erwähnung fand.

Neue technische Entwicklungen verändern die Anforderungen an die Einlasskanäle und erschweren die stationäre Bewertung. So werden heutzutage immer mehr Motoren mit variablen Ventiltrieben oder alternativen Steuerzeiten entwickelt. Ein mögliches Steuerzeitkonzept, der sogenannte Miller-Zyklus, sieht dabei vor, die Einlassventile schon vor dem unteren Totpunkt (UT) zu schließen. Auf diese Weise reduzieren sich die Drosselverluste bei Teillast deutlich. Außerdem

werden die Prozesstemperaturen abgesenkt, was eine Verringerung des Temperaturniveaus und damit eine Reduktion der Stickoxidemission zur Folge hat [18, 29]. Das abgesenkte Temperaturniveau führt allerdings auch zu einer Verschlechterung der Zündbedingungen, wodurch in Verbindung mit der reduzierten Ladungsbewegung, die durch das frühere Schließen der Einlassventile bedingt ist, die Verbrennung erschwert wird. Die verlängerte Verweildauer der Ladung im Zylinder bei geschlossenen Ventilen kann nicht durch stationäre Strömungsprüfstände erfasst werden, weshalb die transiente Beurteilung der Strömung weiter an Bedeutung gewinnt.

Ziel dieser Arbeit ist es, die vorhandene Prozesskette auf die neuen Anforderungen zu erweitern. Zu diesem Zweck tritt an die Stelle der stationären Strömungsberechnung eine transiente Ladungswechselsimulation, die es ermöglicht, die Kanalgeometrie anhand der Ladungsbewegung in der Kompressionsphase zu beurteilen. Dabei muss darauf geachtet werden, dass eine CFD-Simulation verwendet wird, die auf der einen Seite ausreichend genau ist, um die turbulenten Strömungsstrukturen korrekt vorherzusagen, und auf der anderen Seite nicht zu viel Rechenzeit benötigt, da eine große Anzahl an Geometrievarianten für den Optimierungsprozess berechnet werden muss. Die notwendige Zahl an Simulationen setzt weiterhin eine vollautomatische und sehr stabile Prozesskette voraus, die nicht auf manuelle Anpassungen angewiesen ist.

In Kapitel 3 werden zunächst die strömungsmechanischen Grundlagen dargestellt, wobei wegen der Wichtigkeit für die innermotorischen Prozesse besondere Aufmerksamkeit auf die Grundlagen der Turbulenz gelegt wird.

Im anschließenden Kapitel wird eine Übersicht über die verwendete Prozesskette gegeben, bevor auf die einzelnen Schritte näher eingegangen wird. Der Schwerpunkt liegt hier auf der CFD-Simulation als elementarem Bestandteil der Optimierung. Wichtig ist hierbei, einen geeigneten Kompromiss zwischen nötiger Ergebnisqualität und benötigter Rechenzeit zu finden, wobei dieser aufgrund der Vielzahl der Simulationen eine besondere Bedeutung zukommt. Ein weiteres wichtiges Element ist die Optimierungsstrategie, da durch geeignete Versuchsplan- und Ersatzmodellerstellung die Anzahl an erforderlichen Simulationen erheblich reduziert werden kann. Mögliche Strategien sind in Kapitel 4.4 beschrieben.

Kapitel 5 enthält die Anwendung der zuvor beschriebenen Prozesskette auf ein konkretes Beispiel. Dabei wird der Einlasskanal für eine neue Baustufe des 2,0l EA888 TFSI Motors von Audi optimiert. Nach der Beschreibung der Motorgrundlagen und des verwendeten parametrisierten Einlasskanalmodells folgt der eigentliche Optimierungsprozess auf Grundlage einer Ersatzmodellstrategie. Daran anschließend werden die optimierten Kanalgeometrien ausführlich numerisch untersucht. Den Abschluss bildet die Bewertung der umgesetzten Kanäle am Motorprüfstand.

### 3. Grundlagen der Strömungssimulation

Um die Vorgänge in Verbrennungsmotoren besser zu verstehen, wird neben aufwendigen Messungen vermehrt auf CFD-Simulationen gesetzt. Der Vorteil dieser Methode ist, dass alle Strömungsgrößen im Brennraum in allen Dimensionen zeitaufgelöst zugänglich sind, während bei Messungen zumeist nur Teile des Brennraums erfasst werden. Die Simulation der innermotorischen Prozesse stellt allerdings auch für CFD-Methoden eine große Herausforderung dar, da für die Abbildung eines vollständigen Zyklus neben der reinen Ladungsbewegung ebenso die Einspritzung und Verdampfung von flüssigem Kraftstoff sowie die Verbrennung des Gemischs berechnet werden muss. Des Weiteren handelt es sich um einen transienten Vorgang, bei dem sich durch die Bewegung des Kolbens und der Ventile die Geometrie ständig verändert. Da sich diese Arbeit ausschließlich mit der Berechnung und Optimierung der Ansaugung und Verdichtung der Frischluft beschäftigt, wird im Folgenden nur auf die dafür benötigten Gleichungen eingegangen. Besonderes Augenmerk wird auf die Bedeutung und Modellierung der Turbulenz gelegt, da diese den Verbrennungsprozess maßgeblich beeinflusst.

#### 3.1. Erhaltungsgleichungen

Als Basis für die numerische Strömungssimulation dienen die Grundgleichungen der Kontinuumsmechanik, die sich aus den Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls und Energie ergeben. Hier werden sie in ihrer differentiellen Form angegeben, wobei lediglich auf die für diese Arbeit maßgeblichen Vereinfachungen und Spezialisierungen eingegangen wird. Für eine ausführlichere Herleitung sei auf einschlägige Literatur wie z.B. Spurk u. Aksel [81] verwiesen. Alle in diesem Abschnitt folgenden Gleichungen und Herleitungen sind ebenfalls Spurk u. Aksel [81] entnommen. Bei der Darstellung der Gleichungen wird die Indexnotation verwendet, bei der gemäß der Einsteinschen Summenkonvention über gleiche Indizes summiert wird und  $\delta_{ij}$  für das Kronecker-Delta steht. Aus dem Erhaltungssatz der Masse ergibt sich mit Hilfe des Reynoldsschen Transporttheorems die Kontinuitätsgleichung:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (3.1)$$

Analog können aus dem zweiten Newtonschen Axiom die Impulsgleichungen hergeleitet werden, die ohne weitere Vereinfachungen die folgende Form haben:

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j u_i)}{\partial x_j} = \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho f_i \quad (3.2)$$

In diesen steht  $\tau_{ij}$  für den Cauchyschen Spannungstensor, der durch das Materialgesetz bestimmt wird, und  $f_i$  für eine beliebige Massenkraft, wie z.B. die Schwerkraft. Bei newtonschen Fluiden, zu denen neben Luft und Wasser praktisch alle Gase zählen, ist die Scherspannung proportional zur Deformationsgeschwindigkeit. Aus dem daraus resultierenden Materialgesetz lässt sich der Spannungstensor für diesen Spezialfall angeben:

$$\tau_{ij} = -p\delta_{ij} + P_{ij} = -p\delta_{ij} + \mu \left[ \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right] \quad (3.3)$$

$-p\delta_{ij}$  beschreibt dabei die isotropen Spannungen aus dem Druckfeld und  $P_{ij}$  stellt den Tensor der Reibungsspannungen dar. Eingesetzt in 3.2 führt dies auf die Impulsgleichung für newtonsche Fluide:

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j u_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) + \rho f_i \quad (3.4)$$

Zur Vollständigkeit der Navier-Stokes-Gleichungen fehlt noch ein Ausdruck für die Energieerhaltung, der entweder für die Energie oder für die Enthalpie angegeben werden kann. An dieser Stelle wird die Gleichung für die totale Enthalpie  $h_{tot}$  verwendet, wobei sich  $h_{tot}$  gemäß

$$h_{tot} = h + \frac{u_i u_i}{2} \quad (3.5)$$

aus der spezifischen Enthalpie und der Geschwindigkeit zusammensetzt. Für die Energieerhaltungsgleichung ergibt sich damit:

$$\frac{\partial(\rho h_{tot})}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i h_{tot})}{\partial x_i} = \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial(P_{ij} u_i)}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + \rho f_i u_i \quad (3.6)$$

In dieser Gleichung steht  $\lambda$  für die Wärmeleitfähigkeit des Fluids und  $T$  für die Temperatur. Der zweite Term auf der rechten Seite stellt den Dissipationsterm dar, der die aufgrund von viskosen Spannungen entstehende Arbeit repräsentiert. Der dritte Term auf der rechten Seite bezeichnet die Diffusion, die mit Hilfe des Fourierschen Gesetzes in die oben angegebene Form gebracht wurde.

Die Gleichungen 3.1, 3.4 und 3.6 ergeben zusammen die sogenannten kompressiblen Navier-

Stokes-Gleichungen. Es existiert damit ein Gleichungssystem mit fünf Gleichungen für die sieben Unbekannten  $p, u_i, \rho, T$  und  $h$ . Um dieses System lösen zu können, werden noch die thermodynamischen Zustandsgleichungen benötigt. Wird dabei die Frischluft als ideales Gas betrachtet, können unter Verwendung der spezifischen Gaskonstante  $R_s$  und der spezifischen Wärmekapazität  $c_p$  folgende Gleichungen verwendet werden:

$$p = \rho R_s T \quad (3.7)$$

$$h = c_p T \quad (3.8)$$

Damit sind alle Gleichungen zur Berechnung der Innenzylinderströmung vorhanden. Die reine Ladungsbewegung ohne Berücksichtigung von Kraftstoffeinspritzung und Verbrennung wird dabei oft auch als „Cold-Flow“ oder „kalte Strömung“ bezeichnet.

## 3.2. Grundlagen der Turbulenz

Bevor auf die numerische Berechnung bzw. Modellierung turbulenter Strömungen genauer eingegangen wird, soll zunächst die Frage geklärt werden, was Turbulenz eigentlich ist und wie sich laminare von turbulenten Strömungen unterscheiden. Beide Strömungsformen werden durch die Gleichungen aus Abschnitt 3.1 vollständig beschrieben, es handelt sich also lediglich um zwei unterschiedliche Zustände ein und desselben Systems [24]. Aus diesem Grund gibt es auch keine klare Definition der Turbulenz, wohl aber eine Charakterisierung über die folgenden, typischen Eigenschaften (vgl. z.B. Davidson [14], Pope [69]):

1. **Regellosigkeit:** Turbulente Strömungen sind unregelmäßig, zufällig und chaotisch.
2. **Diffusiv:** Turbulenz erhöht die Diffusion, was u.a. zu einem deutlich erhöhten Impuls und Stoffaustausch führt.
3. **Drei-Dimensional:** Turbulente Strömungen sind immer dreidimensional.
4. **Dissipativ:** Turbulenz entzieht der mittleren Strömung Energie. Ohne eine Zufuhr an Energie klingt Turbulenz ab.
5. **Mehrskalig:** Turbulente Strömungen umfassen ein großes Spektrum an Skalen. Die größten Skalen liegen dabei im Bereich der geometrischen Abmessung des Problems, während die kleinste die sogenannte Kolmogorovsche Mikroskala ist.
6. **Kontinuum:** Auch die kleinsten turbulenten Skalen sind wesentlich größer als die Molekularskala, weshalb die Strömung weiterhin als Kontinuum behandelt werden kann.

Strömungen, die diese Eigenschaften aufweisen, werden als turbulent bezeichnet. Dabei hängt es von einer Vielzahl von Faktoren ab, ob sich eine Strömung laminar verhält oder einen turbulenten Zustand annimmt. In diesem Zusammenhang ist die Reynolds-Zahl eine wichtige dimensionslose Kenngröße. Sie ist definiert als Verhältnis einer für die betrachtete Strömung typischen Trägheits- zu einer typischen Zähigkeitskraft [81]:

$$\text{Re} = \frac{UL}{\nu} \quad (3.9)$$

Bei  $U$  und  $L$  handelt es sich dabei um problemspezifische Geschwindigkeits- bzw. Längenmaße und  $\nu$  stellt die kinematische Viskosität dar, die sich aus der dynamischen Viskosität und der Dichte berechnet [81].

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (3.10)$$

Übersteigt die Reynolds-Zahl einen kritischen Wert, der sowohl von äußeren Bedingungen, wie der Zuströmung, als auch vom betrachteten Problem abhängt, wird die Strömung turbulent und weist die oben beschriebenen Merkmale auf. Für eine reine Rohrströmung liegt dieser Wert bei ca. 2300 [81].

Auf die besondere Bedeutung der Turbulenz für die Vorgänge in Verbrennungsmotoren wurde bereits in Abschnitt 2.2 hingewiesen. Zum einen sorgt die erhöhte Diffusion für eine verbesserte Gemischbildung und zum anderen bewirken die kleinskaligen Wirbel ein Aufreißen und Aufbrechen der laminaren Flammenfront, wodurch sich die Ausbreitung der Flamme stark beschleunigt. Damit aber die Verbrennung tatsächlich von einer hohen Turbulenz profitieren kann, ist es wichtig, dass diese zum Zündzeitpunkt zur Verfügung steht. Das wiederum ist durch die erhöhte Dissipation schwierig, da die durch das Einstromen generierte Turbulenz dann bereits abgeklungen ist. Aus diesem Grund muss das Turbulenzniveau unmittelbar vor der Verbrennung angehoben werden, was durch eine geeignete Ladungsbewegung im Brennraum erreicht werden kann. Bei der in Abschnitt 2.2 beschriebenen Tumbleströmung bleibt die kinetische Energie in der großskaligen Wirbelbewegung bis in die Kompression erhalten, bevor sie durch die Aufwärtsbewegung des Kolbens zerstört und teilweise in Turbulenz umgesetzt wird. Neben den positiven Auswirkungen turbulenter Strömung gibt es auch unerwünschte Eigenschaften. So ist z.B. die Regellosigkeit einer von vielen Faktoren, der zu zyklischen Schwankungen im Verbrennungsmotor führt. Außerdem intensiviert die Turbulenz die Wärmeübertragung an den Brennraumwänden und verstärkt damit die Wandwärmeverluste [29]. Aber nicht nur im laufenden Motorbetrieb, sondern auch auf Strömungsprüfständen, die zur Bewertung von Ladungswechselkanälen betrieben werden, spielt die Turbulenz eine große Rolle, da sie den Druckverlust in Rohrleitungen maßgeblich beeinflusst. Um die Vergleichbarkeit sicherzustellen muss daher



bei der Wahl der verwendeten Druckdifferenz darauf geachtet werden, dass sich im Einlasskanal eine vollausgebildete turbulente Strömung einstellt [89].

Für die numerische Strömungsberechnung stellt insbesondere die Mehrskaligkeit eine besondere Herausforderung dar. Zwar besitzen die kompressiblen Navier-Stokes-Gleichungen für beide Strömungsformen ihre Gültigkeit, jedoch macht die numerische Lösung dieses Gleichungssystems mit einem Finiten-Volumen-Verfahren ein Berechnungsgitter erforderlich, das in der Lage ist, alle strömungsrelevanten Strukturen zu erfassen. Soll eine turbulente Strömung also ohne zusätzliche Turbulenzmodelle direkt berechnet werden, müssen alle Skalen von den größten, im Bereich der geometrischen Abmessung des Motors, bis zu den kleinsten, auf denen die Dissipation der Turbulenzenergie stattfindet, aufgelöst werden. Ein solches Verfahren wird direkte numerische Simulation (DNS) genannt. Die kleinste Skala, die nach A.N.Kolmogorov auch Mikroskala von Kolmogorov genannt wird, ist definiert als

$$\eta = \left( \frac{\nu^3}{\epsilon} \right)^{1/4} \quad (3.11)$$

und wird in Lumley [53] mit einer Größenordnung von  $10^{-2}$  mm für Zylinderinnenströmungen angegeben. Die größten vorkommenden Skalen, wie z.B. der Hub oder die Bohrung, liegen dagegen häufig in der Größenordnung von  $10^2$  mm, woraus sich bei einem dreidimensionalen Problem wie der turbulenten Zylinderinnenströmung eine Elementzahl in der Größenordnung von  $10^{12}$  ergibt. Wegen der kleinen Zellgröße und des transienten Verhaltens von turbulenten Strömungen muss auch die Zeitschrittweite entsprechend klein gewählt werden, was den Rechenaufwand für die direkte numerische Simulation weiter erhöht. Aus diesem Grund spielt die DNS in der Berechnung technisch relevanter Strömungen keine Rolle und bleibt beschränkt auf akademische Test- und Referenzfälle mit sehr kleinen Reynolds-Zahlen. Die Simulation turbulenter Strömungen macht daher Modelle erforderlich, die es ermöglichen, die notwendigen Strömungsgrößen zu bestimmen, ohne dabei alle Skalen auflösen zu müssen. In Abbildung 3.1 sind die verschiedenen Ansätze, welche zur Berechnung von turbulenten Strömungen in Frage kommen, in Bezug auf den Modellierungsgrad der Turbulenz und ihren Rechenaufwand dargestellt. Wie bereits erwähnt, bedarf die DNS keiner weiteren Modellierung, benötigt dafür aber die maximale Rechenleistung. Das andere Extrem bilden die instationären reynoldsgemittelten Turbulenzmodelle, die sogenannten URANS Modelle (Unsteady Reynolds Averaged Navier Stokes), bei denen die Turbulenz vollständig modelliert wird. Zwischen beiden Modellen befindet sich die Gruppe der Large-Eddy Turbulenzmodelle, bei denen die turbulenten Strukturen bis zu einer bestimmten Skala aufgelöst und nur die kleineren Skalen modelliert werden. Neben diesen klassischen Formen der Turbulenzmodellierung haben sich in den letzten Jahren auch Kombinationen aus URANS- und LES-Ansätzen etabliert. Beispiele dafür sind die sogenannten SAS

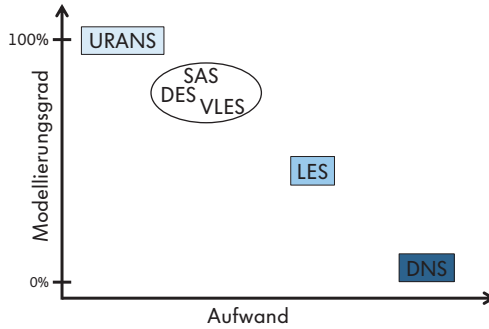


Abbildung 3.1.: Modellierungsgrad und Aufwand verschiedener Ansätze der Turbulenzmodellierung (nach [73])

(Scale Adaptive Simulation) oder DES Modelle (Detached Eddy Simulation), die je nach Strömungszustand zwischen URANS und LES umschalten. Im Kontext einer Bauteiloptimierung, die eine Vielzahl von Simulationen zur Beurteilung der unterschiedlichen Geometrien benötigt, ist vom Rechenaufwand her einzig ein URANS-Ansatz realisierbar. Im folgenden Kapitel wird daher lediglich auf diese Art der Turbulenzmodellierung genauer eingegangen.

### 3.3. Turbulenzmodellierung

In Abschnitt 3.2 wurde als eine der wesentlichen Eigenschaften der Turbulenz die Regellosigkeit genannt, also das scheinbar chaotische Verhalten. Dabei ist mit chaotischem Verhalten gemeint, dass einer mittleren Hauptströmungsbewegung eine stochastische Störbewegung überlagert ist [20]. Aus dieser Vorstellung zweier überlagert er Strömungsformen entwickelte Reynolds die Idee, die Strömungsgrößen in einen mittleren Wert und Schwankungsanteile aufzuspalten. Für einen im Mittel stationären Prozess können die Werte aus einer zeitlichen Mittelung bestimmt werden. Für instationäre Prozesse, wie z.B. die Cold-Flow Berechnung eines Verbrennungsmotors, ist eine Ensemble-Mittelung möglich. Die Strömungsgrößen werden dabei gemäß

$$\psi = \overline{\psi} + \psi' \quad (3.12)$$

in ihren Mittelwert und ihren Schwankungsanteil aufgespalten. Da ein transientes Problem betrachtet wird, sind mit  $\overline{(\cdot)}$  jeweils die Ensemble-Mittelwerte bezeichnet, die ihrerseits zeitabhängig sein können. Wird die Aufspaltung in die Erhaltungsgleichungen für die Masse eingesetzt

ergibt sich nach anschließender Mittelung [68]:

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} \bar{u}_i)}{\partial x_i} + \frac{\partial (\overline{\rho' u'_i})}{\partial x_i} = 0 \quad (3.13)$$

Die Gleichung 3.13 enthält gegenüber der allgemeinen Kontinuitätsgleichung 3.1 einen zusätzlichen Term, der die Schwankungsgrößen enthält. Da die Mittelwerte bei veränderlicher Dichte die allgemeine Kontinuitätsgleichung nicht mehr erfüllen und bei gleichem Vorgehen für die Impulsgleichungen das Gleichungssystem sehr unübersichtlich wird, ist es bei kompressiblen Problemen sinnvoll, für die Geschwindigkeiten eine andere Art der Mittelung, die sogenannte dichtegewichtete Favre-Mittelung, anzuwenden [68]. Aus

$$u_i = \tilde{u}_i + u'' \quad (3.14)$$

$$\tilde{u}_i = \lim_{N \rightarrow \infty} \left( \frac{1}{\bar{\rho} N} \sum_{i=1}^N \rho u_i \right) \quad (3.15)$$

folgt für die Kontinuitätsgleichung die Form

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{u}_i)}{\partial x_i} = 0, \quad (3.16)$$

wodurch alle gemittelten Feldgrößen ebenso der Kontinuitätsgleichung (3.1) genügen [68]. Für die Impulsgleichungen kann analog vorgegangen werden. Der Druck und die Dichte werden reynoldsgemittelt und die Geschwindigkeitskomponenten gemäß der Favre-Zerlegung aufgeteilt. Nach anschließender Mittelung, Vernachlässigung der Massenkkräfte und einigen mathematischen Umformungen ergibt sich [68]:

$$\frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{u}_j \tilde{u}_i)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \bar{\tau}_{ij} - \frac{\partial (\bar{\rho} \widetilde{u''_i u''_j})}{\partial x_j} \quad (3.17)$$

Die Impulsgleichungen nach der Favre-Zerlegung haben im Gegensatz zur Kontinuitätsgleichung nicht dieselbe Identität wie die Navier-Stokes Gleichungen, sondern werden durch den zusätzlichen Term  $-\bar{\rho} \widetilde{u''_i u''_j}$  ergänzt, der sich aus der Nichtlinearität des konvektiven Terms ergibt. Der Zusatzterm kann als ein zusätzlicher Spannungsterm interpretiert werden, weshalb der Ausdruck auch als Reynolds-Spannung bezeichnet wird. Die allgemeine Form der Favre-gemittelten Impulsgleichung (3.17) enthält damit auf der rechten Seite zum einen den Cauchy-schen Spannungstensor, der sich aus der isotropen Spannung des mittleren Druckfeldes und der viskosen Spannung zusammensetzt, und zum anderen die Reynoldsschen Spannungen, die sich aus den Fluktuationen des Geschwindigkeitsfeldes entwickeln [69]. Werden diese Terme zu

einem Spannungstensor zusammengefasst, lässt sich Gleichung 3.17 auch als

$$\frac{\partial(\tilde{\rho} \tilde{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\tilde{\rho} \tilde{u}_j \tilde{u}_i)}{\partial x_j} = \frac{\partial \tau_{ij}^{ges}}{\partial x_j} \quad (3.18)$$

$$\text{mit } \tau_{ij}^{ges} = \bar{\tau}_{ij} + \tau_{ij}^t = \bar{\tau}_{ij} - \widetilde{\rho u_i'' u_j''} \quad (3.19)$$

schreiben. Aufgrund seiner Symmetrieeigenschaften führt der zusätzliche turbulente Spannungsterm  $\tau_{ij}^t$  auf sechs neue unbekannte Größen, die damit das Gleichungssystem unlösbar machen. Zwar lassen sich für die unbekannten Korrelationen Transportgleichungen herleiten, allerdings enthalten diese wiederum neue unbekannte Korrelationen höherer Ordnung, sodass es auf analytischem Weg nicht möglich ist, das Gleichungssystem zu schließen. Dieses Problem bei der Lösung der Reynoldsschen Gleichungen ist daher auch allgemein als Schließungsproblem bekannt. Ziel der Turbulenzmodellierung ist es, Modellansätze zu entwickeln, mit denen das Gleichungssystem lösbar wird. Die üblichen Ansätze werden auf Basis der Anzahl der zusätzlich zu lösenden Gleichungen in 0-, 1- und 2-Gleichungsmodelle bzw. Modelle höherer Ordnung, sogenannte Reynolds-Spannungsmodelle eingeteilt. Mit zunehmender Anzahl an Gleichungen steigt auch die Komplexität und der Aufwand für die Berechnung, sodass sich als Kompromiss bei technischen Strömungen überwiegend Zweigleichungsmodelle durchgesetzt haben. Im Rahmen dieser Arbeit kommen zwei verschiedene Zweigleichungsmodelle sowie zum Vergleich ein Reynolds-Spannungsmodell zum Einsatz, die im Folgenden kurz erläutert werden.

#### Das k- $\epsilon$ Turbulenzmodell

Das wohl bekannteste und am häufigsten verwendete Turbulenzmodell ist das k- $\epsilon$  Turbulenzmodell, welches zu den Zweigleichungsmodellen zählt, da neben den Reynoldsschen Gleichungen noch eine Differenzialgleichung für die turbulente kinetische Energie  $k$  und eine für die Dissipationsrate  $\epsilon$  gelöst wird.

Die massenspezifische turbulente kinetische Energie ist dabei definiert als die Hälfte der Spur des Reynoldsschen Spannungstensors [27]:

$$\bar{\rho} k = \frac{1}{2} \overline{\rho u_i'' u_i''} \quad (3.20)$$

Das k- $\epsilon$  Turbulenzmodell zählt zu den Wirbelviskositätsmodellen. Diese basieren nach einem Vorschlag von Boussinesq auf der Annahme, dass für den Transport kleiner Geschwindigkeitsschwankungen derselbe Mechanismus verantwortlich ist wie für den Molekültransport. Aus

dieser Analogie folgt für den Reynolds-Spannungsterm die Beziehung [27]:

$$\tau_{ij}^t = -\widetilde{\bar{\rho} u_i'' u_j''} \approx \mu_t \left( \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} + \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \left( \mu_t \frac{\partial \tilde{u}_k}{\partial x_k} + \bar{\rho} k \right) \quad (3.21)$$

$\mu_t$  wird dabei gegenüber der dynamischen Viskosität  $\mu$  als Wirbelviskosität oder turbulente Viskosität bezeichnet. Werden die beiden Größen zu

$$\mu_{eff} = \mu_t + \mu \quad (3.22)$$

zusammengefasst kann die Impulsgleichung auch als

$$\frac{\partial \tilde{\rho} \tilde{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \tilde{\rho} \tilde{u}_i \tilde{u}_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{p} + \bar{\rho} k) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu_{eff} \left( \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} + \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \tilde{u}_k}{\partial x_k} \right) \right] \quad (3.23)$$

geschrieben werden. Beim  $k$ - $\epsilon$  Turbulenzmodell werden außerdem sowohl für  $k$  als auch für  $\epsilon$  Transportgleichungen aufgestellt, aus denen die turbulente Viskosität bestimmt werden kann. Aus einer Dimensionsanalyse folgt unmittelbar [27]

$$\mu_t \sim \bar{\rho} \frac{k^2}{\epsilon} \quad \Rightarrow \quad \mu_t = C_\mu \bar{\rho} \frac{k^2}{\epsilon}. \quad (3.24)$$

Für die turbulente kinetische Energie kann aus der Gleichung für die Reynolds-Spannungen eine exakte Transportgleichung hergeleitet werden, die z.B. Gerlinger [27] oder Davidson [14] entnommen werden kann. Da diese Gleichung unbekannte Terme enthält, wie z.B. Momente dritter Ordnung und Druck-Geschwindigkeitskorrelationen, müssen diese modelliert werden. Die gebräuchlichste Form der Modellierung ergibt sich mit Hilfe der Boussinesq-Approximation (Gl. 3.21) und weiteren Annahmen z.B. für den Transport der turbulenten Energie zu [27]:

$$\frac{\partial \bar{\rho} k}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_j k}{\partial x_j} = \tau_{ij}^t \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} - \bar{\rho} \epsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (3.25)$$

Für die Dissipationsrate kann ebenfalls eine exakte Transportgleichung hergeleitet werden. Da diese aber deutlich mehr unbekannte Terme enthält, die sich aus physikalischen Gesichtspunkten nur unter stark heuristischen Annahmen modellieren lassen, wird die Transportgleichung für die Dissipationsrate aus dem Aufbau der  $k$ -Gleichung und Dimensionsüberlegungen postuliert. Die modellierte Gleichung für  $\epsilon$  lautet damit [27]:

$$\frac{\partial \bar{\rho} \epsilon}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \epsilon \tilde{u}_j}{\partial x_j} = \frac{\epsilon}{k} \left[ C_{\epsilon 1} \tau_{ij}^t \frac{\tilde{u}_i}{x_j} - C_{\epsilon 2} \bar{\rho} \epsilon \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] \quad (3.26)$$

$C_\mu$	$C_{\epsilon 1}$	$C_{\epsilon 2}$	$\sigma_k$	$\sigma_\epsilon$
0,09	1,44	1,92	1,0	1,3

Tabelle 3.1.: Koeffizienten des k- $\epsilon$  Modells

Die Gleichungen 3.25 und 3.26 beschreiben das häufig verwendete k- $\epsilon$  Modell, wobei die Größen  $C_\mu$ ,  $C_{\epsilon 1}$ ,  $C_{\epsilon 2}$ ,  $\sigma_k$  und  $\sigma_\epsilon$  Modellkonstanten sind, mit denen das Modell an spezielle Strömungsformen angepasst werden kann. Als Standard haben sich die Werte aus Tabelle 3.1 etabliert, die auch im verwendeten CFD-Code als Default-Werte gesetzt sind.

### Das k- $\omega$ -SST Turbulenzmodell

Als zweites Modell aus der Familie der Zweigleichungs-Wirbelviskositätsmodelle wird das k- $\omega$ -SST Modell von Menter verwendet. Wie beim k- $\epsilon$  Turbulenzmodell wird auch hier eine Transportgleichung für die turbulente kinetische Energie gelöst. Die turbulente Zeitskala ergibt sich aber diesmal nicht aus der Dissipationsrate, sondern aus einer charakteristischen Frequenz  $\omega$  der energiedissipierenden Wirbel. Das k- $\omega$ -SST Modell geht dabei auf das k- $\omega$  Modell von Wilcox zurück, welches gegenüber dem standard k- $\epsilon$  Modell Vorteile bei der Berechnung der wandnahen Bereiche hat, da sich das turbulente Längenmaß automatisch in Wandnähe reduziert [55]. Die nachteiligen Eigenschaften des Modells, nämlich die Abhängigkeit der Lösung von  $\omega$  im Bereich von Freistrahlen, wird beim SST Modell dadurch minimiert, dass es eine Kombination aus k- $\epsilon$  und k- $\omega$  Modell darstellt. Mit Hilfe einer Blending-Funktion werden die beiden Modelle ineinander überführt, sodass die Modellierung in Wandnähe dem k- $\omega$  Modell folgt, während im wandfernen Bereich das k- $\epsilon$  Modell verwendet wird. Die beiden Transportgleichungen lauten [55]:

k-Gleichung:

$$\frac{\partial \bar{\rho}k}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho}\tilde{u}_j k}{\partial x_j} = \tau_{ij}^t \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} - \beta^* \bar{\rho} \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (3.27)$$

$\omega$ -Gleichung:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{\rho}\omega}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho}\tilde{u}_j \omega}{\partial x_j} &= \frac{\gamma}{\nu_t} \tau_{ij}^t \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} - \beta \bar{\rho} \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \\ &+ 2(1 - F_1) \bar{\rho} \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \end{aligned} \quad (3.28)$$

Dabei ist  $F_1$  eine Blending-Funktion (s.Anhang A.2) die an einer festen Oberfläche den Wert eins annimmt und außerhalb der Grenzschicht auf null zurückgeht. Wird für die Wirbelviskosität

	$\beta^*$	$\beta$	$\gamma$	$\sigma_k$	$\sigma_{\omega 2}$
$\phi_1$ (BSL)	0,09	0,075	0,5532	0,5	0,5
$\phi_1$ (SST)	0,09	0,075	0,5532	0,85	0,5
$\phi_2$	0,09	0,0828	0,4404	1,0	0,856

Tabelle 3.2.: Koeffizienten des k- $\omega$ -SST Turbulenzmodells

der Ausdruck

$$\nu_t = \frac{k}{\omega} \quad (3.29)$$

verwendet, der sich aus Dimensionsgründen aus den beiden Größen  $k$  und  $\omega$  ergibt, führt dies zunächst auf das Baseline Turbulenzmodell (BSL). Die Modellkonstanten können Tabelle 3.2 entnommen werden und berechnen sich nach

$$\phi = F_1 \phi_1 + (1 - F_1) \phi_2 \quad (3.30)$$

als Linearkombination aus den Konstanten der einzelnen Turbulenzmodelle [55]. Um eine weitere Verbesserung bei der Vorhersage von Ablösungen zu erzielen, wird die Wirbelviskosität durch einen Limiter begrenzt, der ebenfalls eine Blending-Funktion enthält. Der Grund hierfür liegt darin, dass beide Turbulenzmodelle, die im BSL Modell zusammengeführt werden, den Transport der turbulenten Scherströmung nicht berücksichtigen, was zu einer Überschätzung der Wirbelviskosität führt. Im k- $\omega$ -SST Modell berechnet sich die Wirbelviskosität zu [55]

$$\nu_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, S F_2)} \quad (3.31)$$

mit

$$a_1 = 0,31 \quad \text{und} \quad S = \sqrt{\left( \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j}} \quad (3.32)$$

Die Blending-Funktion  $F_2$  kann ebenfalls Anhang A.2 entnommen werden. Außerdem werden die Modellkonstanten entsprechend Tabelle 3.2 angepasst. Die k- $\omega$ -SST Turbulenzmodellierung erlaubt es damit, für die Strömungslösung auf Gittern mit einer Wandschichtauflösung im Bereich eines dimensionslosen Wandabstandes von  $y^+ \leq 2$  ohne Wandfunktionen auszukommen, während beim k- $\epsilon$  Turbulenzmodell die Verwendung von allgemeinen Wandfunktionen notwendig ist [56]. Trotz aller Verbesserungen unterliegt das k- $\omega$ -SST Turbulenzmodell einigen Einschränkungen, die alle Wirbelviskositätsmodelle teilen, nämlich, dass der Modellierung die Annahme isotroper Turbulenz zu Grunde liegt, was u.a. bei Strömungen mit Stromlinienkrümmung zu Fehlern führt. Um diese Defizite auszugleichen, können die Turbulenzmodelle in ANSYS CFX über weitere Korrekturfaktoren, wie z.B. Limiter für die Produktion der turbu-

lenten kinetischen Energie, oder spezielle Korrekturfaktoren für starke Stromlinienkrümmung angepasst werden. Für die hier betrachtete Anwendung ist dies allerdings nur eingeschränkt möglich, da in einer Optimierung unterschiedlichste Geometrien berechnet und bewertet werden müssen, für die nicht jedes Mal problemspezifische Anpassungen gemacht werden können. Aus diesem Grund werden sowohl für die Optimierung (Kapitel 5) als auch für die Validierung (Unterabschnitt 4.3.3) alle Turbulenzmodelle mit ihren Basiseinstellungen verwendet.

#### **Das BSL Reynolds-Spannungsmodell**

Die Einschränkung der isotropen Turbulenz wird erst bei der Verwendung von Reynolds-Spannungsmodellen aufgehoben, weshalb diese Modelle in der Theorie Vorteile bei Strömungen mit starker Stromlinienkrümmung versprechen. Allerdings steigt der Simulationsaufwand deutlich an, weil für alle sechs unbekannten Komponenten des Reynolds-Spannungstensors sowie für die Dissipationsrate eigene Transportgleichungen gelöst werden müssen. Da diese Art Turbulenzmodell lediglich bei der Validierung in Kapitel 4.3.3 als Vergleich herangezogen wird und sonst nicht zum Einsatz kommt, wird hier auf die Darstellung der einzelnen Gleichungen verzichtet. Die Gleichungen und Modellierungsterme für das verwendete  $\omega$ -basierende BSL Reynolds-Spannungsmodell sind in [5] nachzulesen. Weitere Details zu Reynolds-Spannungsmodellen im Allgemeinen können z.B. Davidson [13] entnommen werden.



## 4. Aufbau des Optimierungsprozesses

Die Bauteilentwicklung hat sich von ihren Ursprüngen bis in die heutige Zeit deutlich verändert. Eine der größten Veränderungen entstand durch die Anwendung von Computersimulationen, durch die sich die Entwicklungszeiten und -kosten deutlich reduziert haben. Mercedes-Benz bezeichnet ein entsprechendes Prozessmodell im Antriebsbereich als Digitaler Prototyp Powertrain (DPT<sub>p</sub>). Diesem Modell liegt der Grundsatz „keine Hardware ohne Simulationsabsicherung“ zu Grunde, um so schon in der frühen Entwicklungsphase einen hohen Reifegrad zu erzielen [45]. Ein CFD unterstützter Entwicklungsprozess ist als Flussdiagramm in Abbildung 4.1a dargestellt. Die Umlaufzeit ist dabei auf der einen Seite von der Konstruktionskapazität und auf der anderen Seite von der Berechnungsdauer abhängig. Ein guter Konstrukteur kann innerhalb eines Tages eine Kanalvariante erstellen, die dann je nach Infrastruktur und Modellkomplexität innerhalb von ein bis zwei Werktagen simuliert und bewertet ist. Mit Hilfe des Ergebnisses nimmt der Konstrukteur dann so lange Änderungen am Kanal vor, bis ein zufriedenstellendes Ergebnis erzielt wurde. Ein Nachteil dieser Vorgehensweise liegt darin, dass das Ergebnis sehr stark von einzelnen Ingenieuren abhängig ist. Auch wenn die CFD-Simulation gegenüber den Prüfstandsversuchen eine detaillierte Analyse der Strömungsvorgänge während des Ansaugvorgangs ermöglicht, stellt die Geometrieoptimierung weiterhin eine große Herausforderung dar. Ein Hauptgrund neben der ohnehin komplexen Einströmung ist die Tatsache, dass es sich um einen instationären Vorgang handelt, weshalb die Strömung zu unterschiedlichen Zeiten betrachtet werden muss. Aus diesem Grund wird mit dieser Vorgehensweise mit sehr hoher Wahrscheinlichkeit nicht die optimale Geometrie gefunden.

Um den Prozess zu verbessern und unabhängiger vom Know-How einzelner Ingenieure zu werden, kann die Bewertung der aktuellen Geometrie und die daran anschließende Geometrieänderung durch einen Optimierungsalgorithmus gesteuert werden. Dies hat zwar zur Folge, dass eine größere Anzahl an Varianten betrachtet werden muss, was aber durch die steigenden Rechenkapazitäten abgedeckt werden kann. Der Vorteil bei einem solchen Vorgehen ist u.a., dass mit gewissen Einschränkungen das tatsächliche Optimum gefunden wird. In Abbildung 4.1b ist vereinfacht eine Prozesskette zur automatischen Bauteiloptimierung dargestellt. Grundvoraussetzung stellt ein parametrisiertes Geometriemodell dar. Dies ist ein für den entsprechenden Motor angepasstes Einlasskanalmodell, bei dem über verschiedene Parameter die Geometrie verändert werden kann. Die Erstellung eines solchen Modells ist nicht Teil dieser Arbeit, weshalb

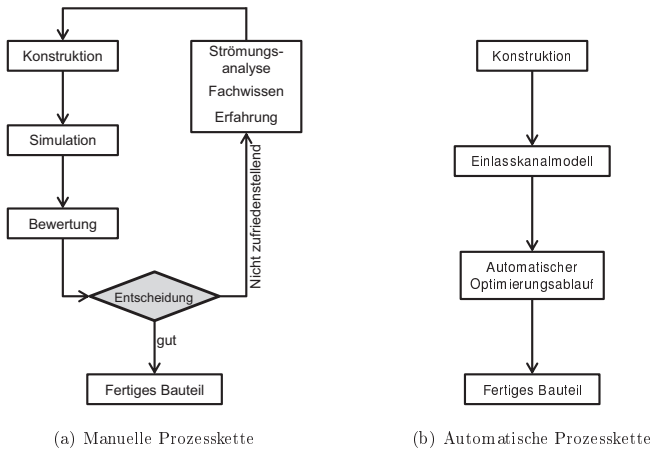


Abbildung 4.1.: Prozessketten zur Einlasskanalentwicklung

an dieser Stelle trotz der großen Bedeutung für die Optimierung nicht weiter darauf eingegangen wird. In Abschnitt 5.2 wird das parametrisierte Einlasskanalmodell für den betrachteten 2,0l EA888 Motor inklusive der einzelnen Geometrieparameter vorgestellt.

Im weiteren Verlauf dieses Kapitels werden alle für den Prozessschritt „Automatischer Optimierungsablauf“ notwendigen Verfahren erläutert. Dieser besteht aus einem mathematischen Optimierungsalgorithmus, an den eine automatisierte CFD-Prozesskette gekoppelt ist. Grundvoraussetzung für den Einsatz eines Optimierungsalgorithmus ist eine Qualitätsbeurteilung der einzelnen Varianten mit Hilfe von Kennzahlen, die im weiteren Verlauf auch als Zielgrößen bezeichnet werden und in Abschnitt 4.1 definiert sind. Die zur Bestimmung der Kennzahlen notwendigen physikalischen Größen werden aus den durchgeführten CFD-Berechnungen entnommen. Aufgrund der großen Anzahl an benötigten Varianten ist es unabdingbar, dass die dafür eingesetzte CFD-Prozesskette inklusive Vernetzung und Auswertung vollautomatisch, stabil und möglichst ausfallfrei abläuft. Bei der Verwendung von ANSYS CFX 13SP2 als Strömungslöser ist dafür im Fall einer transienten ICE –Simulation (Internal Combustion Engine) eine spezielle Vernetzungsstrategie nötig, die in 4.2 erläutert wird. Daran anschließend wird auf die CFD-Simulation näher eingegangen, wobei unter anderem verschiedene Gitterauflösungen sowie Turbulenzmodelle verglichen werden, um geeignete Einstellungen für die speziellen Anforderungen einer Optimierung zu finden. Trotz aller Bemühungen die Simulationszeit so gering

wie möglich zu halten, bleibt der Aufwand einer transienten dreidimensionalen Ladungswechselsimulation sehr groß. Im letzten Abschnitt dieses Kapitels (Abschnitt 4.4) wird daher ein Optimierungsablauf beschrieben, bei dem sich die Zahl benötigter Varianten in Grenzen hält.

## 4.1. Definition der Zielgrößen

Vor dem Start einer Optimierung müssen die Aufgaben des jeweiligen Bauteils und die daraus entstehenden Anforderungen definiert werden. Typische Optimierungsaufgaben sind z.B. eine Gewichts- oder Kostenreduzierung, ohne dabei die Funktion des Bauteils zu beeinflussen. Die Zielgrößendefinition liegt damit fest und lässt sich in Form des Bauteilgewichts oder der anfallenden Kosten auch eindeutig quantifizieren. Bei der Einlasskanalgestaltung ist eine solche Zielgrößendefinition schwieriger, obwohl sich die Optimierungsaufgabe ebenfalls eindeutig beschreiben lässt. Nach Köhler u. Flierl [47] bestehen die Anforderungen an einen Einlasskanal darin, einen möglichst guten volumetrischen Wirkungsgrad zu erzielen, d.h. die Strömungsverluste beim Einströmen der Luft in den Brennraum zu reduzieren, und gleichzeitig eine für das Brennverfahren optimale Ladungsbewegung sicherzustellen [47]. Die Schwierigkeit einer Optimierung liegt nun zum einen darin, die beiden Ziele mathematisch zu beschreiben, um damit einen Optimierungsalgorithmus anwendbar zu machen, und zum anderen darin, einen guten Kompromiss zwischen beiden Aufgaben zu finden, da die Zielgrößen im Allgemeinen miteinander konkurrieren. So sind für eine erhöhte Ladungsbewegung größere Eintrittsgeschwindigkeiten in den Brennraum nötig, was zu engeren Querschnitten und damit größeren Verlusten führt. Für einen Ottomotor muss der Kompromiss dahingehend gefunden werden, dass auf der einen Seite im Volllastbereich bei hohen Drehzahlen ausreichend Luft für die gewünschte Leistung durchgesetzt werden kann und auf der anderen Seite in Teillast und bei niedrigen Drehzahlen hinreichend Turbulenz für eine gute Verbrennung zur Verfügung steht. Die Formgebung der Einlasskanäle muss daher so günstig sein, dass ein zufriedenstellendes Verhalten im gesamten Kennfeld sichergestellt ist [47]. Im weiteren Verlauf des Kapitels werden zur Beurteilung beider Aufgaben geeignete Zielgrößen angegeben.

### 4.1.1. Bewertung der Strömungsverluste

Die Strömungsverluste in einem Einlasskanal werden klassischerweise an einem Strömungsprüfstand ermittelt. Dafür wird der Zylinderkopf auf eine nach unten offene Zylinderbuchse montiert, deren Durchmesser der Bohrung des Motors entspricht. Anstelle des Saugrohrs tritt ein Einlaufrichter, über den Frischluft durch die Einlasskanäle in den Zylinder geführt wird. Die Druckdifferenz zwischen Einlaufrichter und Zylinder wird entweder durch Einblasen der

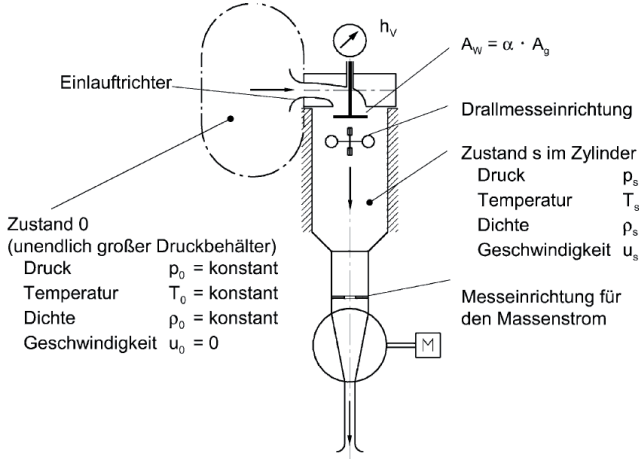


Abbildung 4.2.: Schematische Darstellung eines stationären Durchflussprüfstandes [48]

Luft am Einlass oder durch Absaugen der Luft im Zylinder auf einen festen Wert eingeregelt. Aus dem daraus resultierenden gemessenen Massenstrom  $\dot{m}$  und weiteren Messgrößen wie Druck und Temperatur am Eintritt sowie dem Druck im Zylinder lässt sich dann ein Verlustbeiwert bestimmen. Die Bezeichnungen für die weitere Herleitung, die Küntscher u. Hoffmann [48] entnommen ist, sind in Abbildung 4.2 an einem schematisch dargestellten Prüfstand eingetragen. Mit dem Index "0" sind die gemessenen Größen im Einlaufrichter bezeichnet, während "s" für isentrop steht und den Zustand im Zylinder kennzeichnet, der sich bei einem isentropen Ausströmen unter vorgegebener Druckdifferenz einstellt. Wird der Einlaufrichter als großer Behälter betrachtet, beschreibt die Ausflussformel von Saint-Venant und Wantzel das isentrope, also verlustfreie Ausströmen durch den Einlasskanal in den Zylinder.

$$u_s^2 = u_0^2 + \frac{2\kappa}{\kappa - 1} \frac{p_0}{\rho_0} \left[ 1 - \left( \frac{p_s}{p_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \quad (4.1)$$

Wird weiterhin der Einlauf entsprechend groß gewählt, kann die Geschwindigkeit  $u_0$  vernachlässigt werden. Aus der resultierenden Geschwindigkeit lässt sich nach

$$\dot{m}_{theo} = \rho_s u_s A_{Bez} \quad (4.2)$$

der theoretisch mögliche Massenstrom bestimmen. Die Dichte ergibt sich dabei aus der Annahme einer isentropen Zustandsänderung zu

$$\rho_s = \rho_0 \cdot \left( \frac{p_s}{p_0} \right)^{\frac{1}{\kappa}}. \quad (4.3)$$

Die Fläche  $A_{Bez}$  bezeichnet die Bezugsfläche, auf die sich die Durchflusszahl bezieht. Im Umfeld der Strömungsmechanik wird dafür normalerweise der kleinste vorliegende geometrische Querschnitt  $A_g$  gewählt. Damit ergibt sich für die Durchflusszahl  $\mu$ , die sich aus dem realen und dem theoretischen Massenstrom berechnet:

$$\mu = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{theo}} = \frac{\dot{m}}{\rho_s u_s A_g} \quad (4.4)$$

Diese Definition ist zwar charakteristisch für die Strömungsverluste, stellt aber keinen guten Vergleich zwischen Einlasskanälen oder gar Motoren dar, da die engsten geometrischen Querschnitte unterschiedlich sein können. Aus der Definition der Durchflusszahl (Gl. 4.4) lässt sich eine Fläche ableiten, die als wirksamer Querschnitt oder effektive Fläche bekannt ist. Wird Gleichung 4.4 nach dem realen Massenstrom umgestellt, ergibt sich nach

$$\dot{m} = \mu A_g u_s \rho_s = A_w u_s \rho_s \quad (4.5)$$

ein Ausdruck für den wirksamen Querschnitt

$$A_w = \mu A_g = \frac{\dot{m}}{u_s \rho_s}, \quad (4.6)$$

der unabhängig vom engsten Querschnitt ist und damit einen besseren Vergleich zwischen unterschiedlichen Einlasskanälen zulässt. Je nach Bezugsfläche lassen sich weitere Durchflusskennwerte bestimmen, die sich über eben diese ineinander umrechnen lassen. Die gebräuchlichsten zwei sind  $\alpha_V$ , bei dem die vom Sitzring eingeschlossene Kreisfläche als Bezug dient, und der Durchflusskennwert  $\alpha_K$ , der sich gemäß

$$\alpha_K = \frac{A_w}{A_K} = \frac{\dot{m}}{u_s \rho_s A_K} = \frac{\dot{m}}{p_0 A_K \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \frac{1}{RT_0} \left[ \left( \frac{p_s}{p_0} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p_s}{p_0} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}} \quad (4.7)$$

auf die Kolbenfläche  $A_K$  bezieht. Diese Definition erlaubt sowohl einen Vergleich verschiedener Kanalvarianten einer Optimierung als auch einen Vergleich mit anderen Motoren und ist somit bestens für eine Optimierung geeignet.

Der Durchfluss eines Kanals wird aber nicht nur durch seine Form, sondern auch durch die Öffnung des Ventils bestimmt. Bei kleinen Ventilhüben liegt der engste Querschnitt im Ventilsplatt und die Kanalform spielt nur eine untergeordnete Rolle auf  $\alpha_K$ . Deshalb werden die Durchflusskennwerte an Stationärprüfständen immer bei unterschiedlichen Ventilhüben gemessen. Auch wenn es verschiedene Ansätze gibt, um stationäre Werte bei unterschiedlichen Ventilhüben für den transienten Ansaugvorgang entlang der Ventilhubkurve zu einem Wert aufzuintegrieren, wie z.B. bei Thien [86], hat sich für die Einlasskanalbewertung der stationäre  $\alpha_K$  Wert bei maximalen Ventilhub durchgesetzt.

Da die Ladungsbewegungsbeurteilung aus einer transienten Simulation erfolgt, würde eine solche stationäre Methode zur  $\alpha_K$  Bestimmung im Optimierungsprozess eine extra Simulation nötig machen. Um diesen zusätzlichen Vernetzungs- und Simulationsaufwand zu vermeiden, ist eine Kenngröße wünschenswert, die sich aus dem transienten Ansaugvorgang berechnen lässt. Ein möglicher Ansatz ist dabei, eine Durchflusszahl aus den Zustandsgrößen während der Ansaugung zu bestimmen. Hierfür muss zunächst ein Intervall gewählt werden, in dem die Auswertung stattfinden soll. Dafür bietet sich ein Bereich um den maximalen Ventilhub an, da dort, wie auch beim stationären Prozess, am ehesten der Kanaleinfluss beurteilt werden kann. Zur Berechnung eines Durchflusswerts entsprechend der  $\alpha_K$ -Zahl werden im Folgenden zwei Vorgehensweisen vorgestellt, die beide zu vergleichbaren Ergebnissen führen. Für den ersten Ansatz wird im betrachteten Intervall der zeitliche Mittelwert für den Druck und die Temperatur am Einlass des Rechengebietes sowie für den Druck im Brennraum gebildet. Aus diesen gemittelten Werten kann dann nach der stationären Formel 4.2 ein theoretischer Massenstrom berechnet werden. Zusammen mit dem verwendeten Zeitintervall und der Massenänderung im Zylinder ergibt sich damit nach

$$\alpha_K^{trans(1)} = \frac{\Delta m_{Brennraum}}{\Delta t \cdot \dot{m}_{theo}} \quad (4.8)$$

ein Durchflussbeiwert aus der transienten Simulation. Bevor dieser mit der Kennzahl aus einem stationären Versuchsaufbau, bzw. einer stationären Simulation verglichen wird, wird zunächst noch die zweite Berechnungsmöglichkeit erläutert.

Bei Ladungswechselsimulationen werden zylinderkopfseitigen Drosselstellen, zu denen auch der Einlasskanal mit Ventil gehört, im allgemeinen quasistationär betrachtet. Dies ist möglich, da instationäre Effekte, die in den langen Ladungswechselleitungen von großer Bedeutung sind, aufgrund der kurzen Lauflänge der Kanäle im Zylinderkopf nur eine untergeordnete Rolle spielen [47, 48]. Der in den Zylinder einströmende Massenstrom wird dann für jeden Zeitschritt aus dem theoretischen Massenstrom nach Formel 4.2 und einer ventilhubabhängigen Durchflusszahl berechnet. Da aus den 3D-CFD-Ergebnissen der zeitliche Verlauf des in den Brennraum einströmenden Massenstroms bekannt ist, lässt sich andersrum aus diesem und dem theoretischen

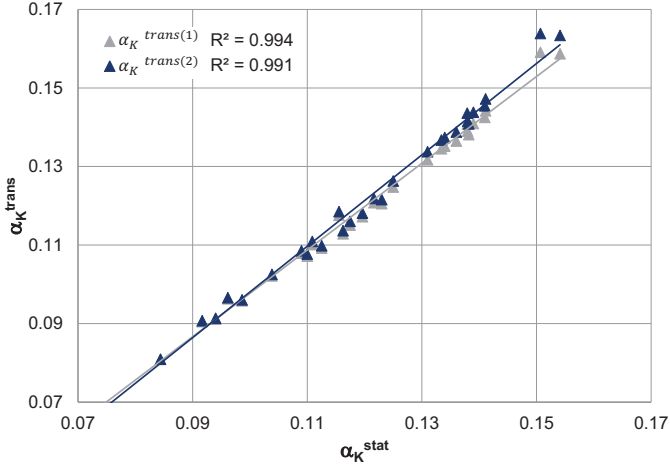


Abbildung 4.3.: Zusammenhang zwischen stationär und transient ermitteltem Durchflussbeiwert

Massenstrom aus der quasistationären Betrachtung eine Durchflusskennzahl ermitteln. Hierfür wird der zeitabhängige theoretische Massenstrom im betrachteten Zeitintervall integriert und ins Verhältnis zur tatsächlichen Massenänderung im Zylinder gesetzt. Nach

$$\alpha_K^{trans(2)} = \frac{\Delta m_{Brennraum}}{\int_{\Delta t} \dot{m}_{theo}(t) dt} \quad (4.9)$$

kann somit eine zweite Variante der Durchflusszahl  $\alpha_K^{trans(2)}$  berechnen werden.

Die so ermittelten Durchflusszahlen hängen maßgeblich von den Ventillhubkurven und dem betrachteten Zeitintervall ab und lassen somit keinen Vergleich zwischen verschiedenen Motoren zu. Für eine Einlasskanaloptimierung an einem Motor sind sie aber anwendbar. Da sich der stationäre  $\alpha_K$ -Wert als Beurteilungsgröße etabliert hat, dient er auch als Referenz für die transienten  $\alpha_K^{trans}$ -Werte. Zur Validierung wird eine große Bandbreite von Kanälen sowohl stationär als auch transient berechnet und die Durchflussbeiwerte werden auf beide Arten bestimmt. Wie in Diagramm 4.3 zu sehen, weichen die Absolutwerte voneinander ab, die Korrelation ist aber nahezu eins, weshalb eine Durchflussbewertung auf Grundlage der  $\alpha_K^{trans}$ -Werte für eine Optimierung zulässig ist.

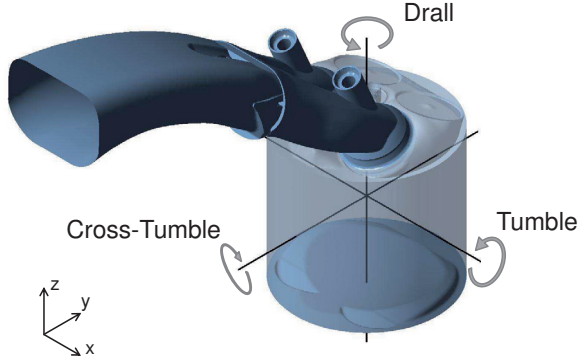


Abbildung 4.4.: Definition der Drehachsen von Drall, Tumble und Cross-Tumble

#### 4.1.2. Bewertung der Ladungsbewegung

Neben der Reduzierung der Ladungswechselverluste stellt die Erzeugung einer gezielten Ladungsbewegung die zweite Aufgabe der Einlasskanäle dar. Wie wichtig diese für den Motor ist, wurde in Abschnitt 2.2 bereits ausführlich dargestellt. In Abbildung 4.4 sind die Hauptbewegungsformen mit ihren Achsen dargestellt. Während die Drallbewegung eine Drehung um die Zylinderhochachse ist, stellt der Tumble eine Drehung um die Motorlängsachse dar. Eine Drehung um die letzte noch fehlende Achse wird als Cross-Tumble bezeichnet. Die Definition der drei Bewegungsformen unterscheidet sich lediglich durch die Bezugsachse, wobei diese beim Drall fest im Mittelpunkt des Zylinders liegt, während sie sich bei den beiden anderen Rotationsbewegungen mit der Kolbenbewegung verändert und immer im Massenschwerpunkt der Zylinderladung, also etwa in der Mitte zwischen Brennraumdach und Kolben, liegt. Zur Ermittlung einer integralen Größe wird der Drehimpuls jedes Volumenelements um die Drehachse über das gesamte Zylindervolumen aufintegriert und anschließend durch das Trägheitsmoment der Zylinderladung geteilt [6]:

$$\Omega_x = \frac{\int_{Z_{yl}} \rho [(y - y_Z) v_z - (z - z_Z) v_y] dV}{\int_{Z_{yl}} \rho [(y - y_Z)^2 + (z - z_Z)^2] dV} \quad (4.10)$$

Das Ergebnis ist eine mittlere Drehgeschwindigkeit, die der eines Festkörperwirbels mit dem Drehimpuls des Fluids im Zylinder entspricht. Um eine dimensionslose Kennzahl zu erhalten,



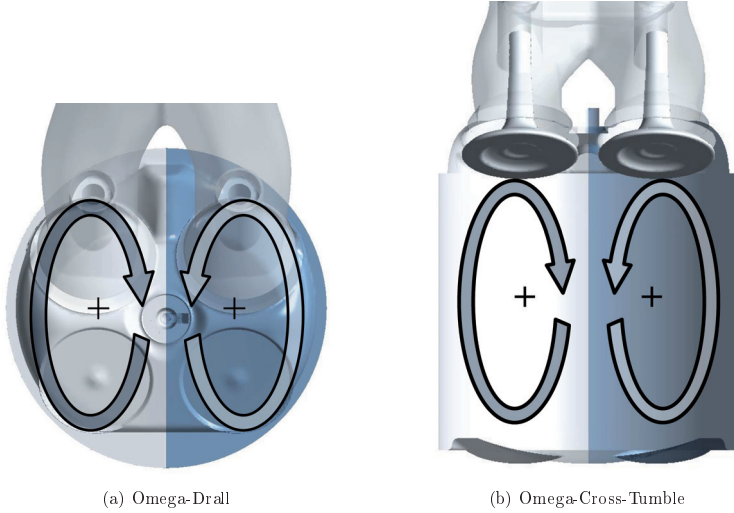
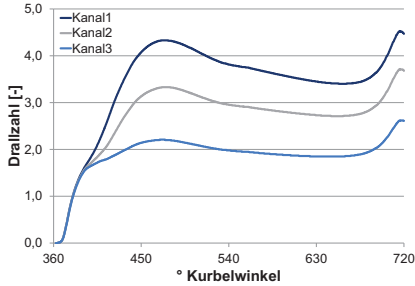


Abbildung 4.5.: Rotationsbewegungen zweiten Grades

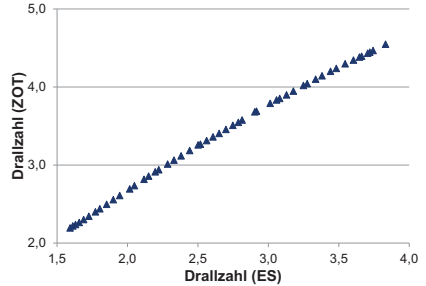
wird diese Winkelgeschwindigkeit mit der Motordrehzahl normiert. Für die Tumblezahl ergibt sich dadurch:

$$S_x = \frac{\Omega_x}{2\pi n_{Motor}} \quad (4.11)$$

Dies hat den Vorteil, eine drehzahlunabhängige Größe zu erhalten, was insbesondere beim Drall in Dieselmotoren Vorteile bietet. Eine gleichbleibende Drallzahl bedeutet dann nämlich, dass in einem bestimmten Kurbelwinkelintervall unabhängig von der Drehzahl immer dasselbe Kreissegment überstrichen wird. Neben den Drehbewegungen um die Hauptachsen lassen sich noch weitere Ladungsbewegungsformen definieren. Mit den Größen Omega-Drall und Omega-Cross-Tumble werden dabei Rotationen auf jeweils einer Seite der Y-Z-Ebene bezeichnet (Abb. 4.5). Diese Sekundärströmungen entstehen zwangsläufig bei der Kompression einer Tumblebewegung in einem Zylinder, sind aber während der Einlassphase nicht erstrebenswert. Sie lassen sich analog der Hauptbewegungen nach den Gleichungen 4.10 und 4.11 berechnen, wenn die Bezugsachsen und der Integrationsbereich auf eine Zylinderhälfte angepasst werden. Die Lage des Koordinatensystems ändert sich dabei nur in X-Richtung. Dort wird das Zentrum des Bezugssystems in den Flächenschwerpunkt des betrachteten Halbkreises verschoben, der sich



(a) Zeitlicher Verlauf der Drallzahlen für unterschiedliche Einlasskanäle



(b) Korrelation zwischen der Drallzahl bei ES und im ZOT für 50 unterschiedliche Kanalgeometrien

Abbildung 4.6.: Typisches Ladungsbewegungsverhalten im Dieselmotor

nach

$$x_Z = 2D/3\pi \quad (4.12)$$

berechnet.

Nach der mathematischen Definition der verschiedenen Ladungsbewegungsformen stellt sich die Frage nach einer geeigneten Optimierungsgröße. Da es sich um einen transienten Prozess handelt, können die verschiedenen Arten der Ladungsbewegung zu unterschiedlichen Zeitpunkten ausgewertet werden. Bei der Auswahl ist nach dem Motortyp zu unterscheiden. Für Dieselmotoren ist der Drall eine günstige Strömungsform. Typische Entwicklungen der Drallzahl im Verlauf der Ansaugung und Kompression sind für verschiedene Einlasskanalvarianten in Abbildung 4.6a dargestellt. Der Drallanstieg während der Einlassphase teilt sich in zwei Bereiche. Am Anfang, also bei kleinen Ventilhuben, verlaufen die Kurven der unterschiedlichen Kanäle identisch. In dieser Zeit wird das Einströmen der Luft hauptsächlich durch die Drosselstelle im Sitzringbereich dominiert. Dieser Effekt wird häufig durch einseitig angefasste Ventilsitzringe (VSR), sogenannte Sitzdrallphasen, verstärkt [61]. In diesem Intervall spielt die Kanalgeometrie eine untergeordnete Rolle für die Drallentwicklung. Ab einem bestimmten Ventilhub greift dann der Kanaleinfluss und es ist ein deutlicher Unterschied im weiteren zeitlichen Verlauf der Drallzahlen sichtbar. Am Ende der Einlassphase sowie über die gesamte Kompression fallen die Kurven leicht ab, bevor kurz vor Zünd-OT (ZOT) ein deutlicher Anstieg erfolgt. Dieser Effekt entsteht dadurch, dass die rotierende Luft in die Mulde gezwungen wird und sich damit das Trägheitsmoment deutlich reduziert, was zu einer Erhöhung der Drallzahl führt. Für die innermotorischen Vorgänge ist der Drall nahe ZOT entscheidend, da an dieser Stelle sowohl die Kraftstoffeinspritzung als auch daran anschließend die Verbrennung stattfindet. Dabei

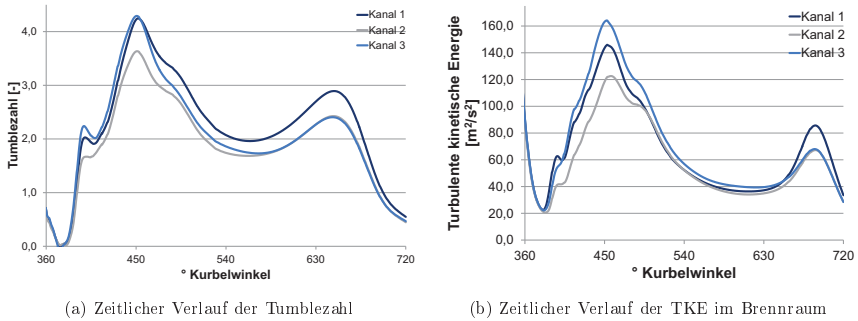


Abbildung 4.7.: Typische Verläufe von Ladungsbewegungskenngrößen im Ottomotor für unterschiedliche Einlasskanäle

ist es nicht zielführend den Drall zu maximieren, vielmehr muss ein für den entsprechenden Brennraum und Injektor ideales Drallniveau erreicht werden. Zu wenig wie auch zu viel Drall verschlechtern das Brenn- und Emissionsverhalten des Motors [61]. Um Simulationszeit zu sparen, ist es möglich den Drall schon mit dem Schließen der Einlassventile auszuwerten und die Simulation an dieser Stelle zu beenden, da durch die Drehimpulserhaltung zwischen dem Drall bei „Einlass Schließt“ (ES) und dem Drall im ZOT ein direkter Zusammenhang besteht, der in Abbildung 4.6b für fünfzig verschiedene Einlasskanalgeometrien dargestellt ist. Auch wenn sich allein mit der Drallzahl nicht alle Verbrennungseffekte erklären lassen, stellt sie für den Dieselmotor eine entscheidende Größe dar und eignet sich damit als Zielgröße für eine Optimierung. Während beim Dieselmotor die Drallströmung die bevorzugte Ladungsbewegungsform ist, kann beim Ottomotor die Frage nach der Art einer geeigneten Ladungsbewegung aufgrund der unterschiedlichen Einspritzkonzepte nicht pauschal beantwortet werden. Am Markt existieren Motoren mit den unterschiedlichsten Ladungsbewegungsformen, sowohl Tumble, Reverse-Tumble und Drall als auch kombinierte Drall-Tumble Formen sind vertreten [90]. Dabei spielt die Art der Ladungsbewegung vor allem für eine geeignete Schichtung der Ladung im Schichtladebetrieb eine große Rolle. Für Ottomotoren im Homogenbetrieb haben Laget u. a. mit einer DoE-Untersuchung gezeigt, dass der Tumble die beste Ladungsbewegungsform ist [49]. In Abbildung 4.7 sind Tumble- und TKE-Verläufe für unterschiedliche Einlasskanalgeometrien abgebildet. Charakteristisch für den zeitlichen Verlauf der Tumblezahl sind die beiden lokalen Maximalwerte. Das erste Maximum entsteht durch die hohen Geschwindigkeiten der Einlassströmung. In Folge der daraus resultierenden hohen Scherraten nimmt in dieser Phase auch die turbulente kinetische Energie einen Maximalwert an (Abb. 4.7b). Daran anschließend sinkt der Tumblewert

auf ein lokales Minimum kurz nach dem unteren Totpunkt. Während der Kompression folgt dann wieder ein Anstieg bis zu einem weiteren Maximum. Grund dafür sind zwei Effekte, die beide durch die Aufwärtsbewegung des Kolbens ausgelöst werden. Zum einen steigt die kinetische Energie des eingeschlossenen Fluids dadurch an und zum anderen wird das Trägheitsmoment verringert, was in Verbindung mit der Drehimpulserhaltung ebenfalls zu einer Erhöhung der Tumblezahl führt. Im Verlauf der Kompressionsphase nimmt das Verhältnis von aktuellem Hub zu Bohrung kontinuierlich ab. Dies führt dazu, dass der Haupttumblewirbel gestaucht wird und somit von einer kreisförmigen in eine elliptische Form übergeht. Ein solcher elliptischer Wirbel ist von Natur aus instabil, was Borée u. a. bei ihren ausführlichen Untersuchungen der Strömung in einer Kompressionskammer mit quadratischem Kolben (s. Abb. 2.5) auch als eine Ursache für die starke Tumbleabnahme am Ende der Kompression ausmachen. Weiterhin stellen sie fest, dass es in den Ecken des Brennraums aufgrund der auftretenden negativen Druckgradienten zu Ablöseerscheinungen kommt, was ebenfalls zur Destabilisierung des Hauptwirbels beiträgt [10]. Der durch die Instabilitäten hervorgerufene verstärkte Transfer von kinetischer Energie von der Haupt-Tumbleströmung hin zur Turbulenz wird als Tumblezerfall oder Tumblebreakdown bezeichnet wird. Auch wenn nach wie vor noch nicht alle Mechanismen vollständig verstanden sind, lässt sich der Prozess mit Hilfe von PIV und POD sehr gut nachweisen. Sowohl Voisine u. a. als auch Karhoff u. a. führen eine solche Analyse durch und stellen fest, dass in der zweiten Hälfte der Kompression zunächst nahezu die gesamte kinetische Energie in den ersten zehn Moden enthalten ist. Allein die erste Mode, also die mittlere Hauptströmung beinhaltet über 90% der Energie. Ab etwa  $60^\circ\text{KW}$  vor dem oberen Totpunkt beginnt dann der Tumblezerfall. Dabei nimmt nicht nur die Energie der ersten Mode deutlich ab, sondern ebenfalls der kumulierte Energieinhalt der ersten Zehn, was bedeutet, dass die kinetische Energie hin zu noch höheren Moden verschoben wird. Beide Autoren weisen darauf hin, dass neben dem Tumblebreakdown auch zyklische Schwankungen einen Teil der Energieverschiebung am Ende der Kompression erklären können [87][46].

Der beim Tumblezerfall entstehende Anstieg der TKE in der Nähe des Zündzeitpunkts ist der entscheidender Grund für die Wahl der Tumblebewegung als Ladungsbewegungsform, da es durch die Erzeugung der großskaligen Wirbelbewegung möglich ist, die Bewegungsenergie bis in die Endphase der Kompression zu erhalten und erst dort in Turbulenzintensität umzusetzen. Diese wiederum ist für eine gute Verbrennung entscheidend. Dabei wirkt sich ein hoher Wert positiv auf die Entflammungsdauer und die Brenngeschwindigkeit aus, was durch die damit verbundenen kurze Brenndauer einen guten inneren Wirkungsgrad zur Folge hat. Grenzen stellen hier lediglich hohe Spitzendrücke- und -temperaturen, sowie steile Druckgradienten [68] dar.

Für die CFD-Simulation ist die Berechnung des Breakdown-Prozesses eine große Herausforderung. Die in Unterabschnitt 3.3 vorgestellten Wirbelviskositätsmodelle, die wegen ihrer Robust-

heit in industriellen Anwendungen bevorzugt zum Einsatz kommen, haben bekannte Defizite bei Strömungen mit starker Stromlinienkrümmung, Ablösungen aufgrund negativer Druckgradienten oder auch anisotroper Turbulenz [13]. All diese Phänomene spielen aber beim Tumblebreakdown eine Rolle, weswegen schon in mehreren Arbeiten darauf hingewiesen wurde, dass z.B. das  $k-\epsilon$ -Modell nicht in der Lage ist den Zerfallsprozess korrekt abzubilden [36][50]. Erst die deutlich aufwendigeren Reynoldsspannungsmodelle (vgl. Unterabschnitt 3.3) berücksichtigen die beschriebenen Strömungseigenschaften bei der Turbulenzmodellierung und bieten damit deutliche Vorteile bei der Berechnung des Zerfallsprozesses. Für eine Optimierung sind sie wegen der längeren Rechenzeiten und der mangelnden Stabilität allerdings nicht einsetzbar. Die beschriebenen Schwächen bei der Berechnung des Tumblebreakdowns legen es nahe eine Zielgröße zu verwenden, die zeitlich vor dem komplexen Zerfallsprozess liegt und damit eine höhere Genauigkeit bei der Simulation verspricht. Hierfür bietet sich die Tumblezahl an, da sie ein Maß für die zur Verfügung stehende gerichtete Bewegungsenergie darstellt. Der Vergleich der Tumbleverläufe zwischen Kanal zwei und drei in Abbildung 4.7a zeigt, dass kein direkter Zusammenhang zwischen den beiden Maximalwerten besteht. Ein hoher Tumble während der Einlassphase führt nicht zwangsläufig auch zu einer hohen Ladungsbewegung in der Kompression. Die Ursache ist in den TKE-Plots zu erkennen. Die Art der Einstromung bei Kanal drei führt zu einem höheren Turbulenzenergieniveau von der Einlassphase bis zur Mitte der Kompression. Diese Energie wird der Hauptströmung entzogen, was dazu führt, dass das zweite Tumblemaximum niedriger ausfällt. Aus diesem Grund reicht es nicht aus die Tumblezahl in der Einlassphase zu bestimmen. Als Optimierungsgröße sollte ein Zeitpunkt in der Kompression gewählt werden. Hierfür eignet sich entweder ein Auswertung kurz vor dem Tumblezerfall, wie z.B.  $60^\circ\text{KW}$  vor ZOT, oder aber das Maximum der Tumblezahl in der Kompressionsphase, welches im weiteren Verlauf dieser Arbeit als Zielgröße für die Ladungsbewegung Verwendung findet.

Zusammenfassend kann also festgehalten werden, dass sich bei Dieselmotoren die Drallzahl als Zielgröße anbietet, eine Optimierung aber nicht mit einer Maximierung gleichzusetzen ist. Beim Ottomotor dagegen stellt das Maximum des Tumbles im Kompressionstakt eine geeignete Zielgröße dar, die für eine optimale und schnelle Verbrennung zu maximieren ist.

## 4.2. Vernetzungsstrategie

Die räumliche Diskretisierung des Problemgebiets, oft auch als Gitter- oder Netzgenerierung bezeichnet, stellt bei komplexen Geometrien eine große Herausforderung dar und nimmt damit die meiste Zeit der Simulationsvorbereitung in Anspruch. Bei Zylinderinnenströmungssimulationen realer Brennraumgeometrien kommen meist kartesische „Cut-Cell“-Gitter oder unstrukturier-

te Netze zum Einsatz, da sich die Erstellung von blockstrukturieren Gittern insbesondere für Ottomotoren mit Dachbrennraum als sehr umständlich erweist. Die kartesischen „Cut-Cell“-Gitter haben ihre Vorteile im inneren der Domain, da dort perfekte Hexaeder-Zellen verwendet werden. Im Randbereich dagegen entstehen irreguläre Gitterzellen mit oft schlechter Qualität. Hier bieten unstrukturierte Gitter Vorteile, da sie über eine oder mehrere wandparallele Schichten optimal an die Ränder des Problemgebiets angepasst werden können [75]. In dieser Arbeit werden ausschließlich unstrukturierte Tetraedergitter verwendet. Im weiteren Verlauf des Abschnitts wird zunächst die eingesetzte Vernetzungsstrategie erläutert, bevor im Anschluss auf die Besonderheiten für einen Optimierungsprozess eingegangen wird.

Für die Simulation innermotorischer Vorgänge ist die Erstellung eines einzelnen statischen Rechengitters nicht ausreichend. Durch die Bewegung des Kolbens und der Ventile muss das Rechengitter kontinuierlich angepasst werden. Die Oberflächenelemente der Ventile werden entsprechend der Ventilhubkurven verschoben und die Knotenpunkte auf der Kolbenoberfläche bewegen sich entsprechend der Kinematik des Kurbeltriebs. Die Verschiebung aller weiteren Knoten der Domain wird durch die Lösung einer Gitterdiffusionsgleichung bestimmt [4]. Ein solches Vorgehen, bei dem die Gitterstruktur erhalten bleibt, wird auch als Mesh Morphing bezeichnet. Eine reine Verschiebung der Knoten reicht allerdings nicht aus um große Bewegungen darzustellen, ohne dabei das Ausgangsgitter unzulässig stark zu deformieren. Aus diesem Grund wird die Gitterqualität während des Mesh Morphings kontinuierlich überwacht. Als Qualitätskriterium wird der kleinste im Gitter vorkommende Zellwinkel verwendet. Bei der Unterschreitung eines vorgegebenen Grenzwertes wird die Simulation gestoppt und es wird ein neues Rechengitter erstellt, auf dem die Berechnung fortgesetzt wird (vgl. Abb. 4.8a). Bei der Simulation eines kompletten Zyklus entsteht dadurch eine Vielzahl solcher Stützgitter. Die eben beschriebene Kombination aus Mesh Morphing und Neuvernetzung wird auch als Key-Grid-Verfahren bezeichnet. Anstatt die Stützgitter während der laufenden Strömungssimulation zu erstellen, ist es auch möglich, zunächst lediglich die Gitterbewegung zu berechnen und alle Key-Grids zu erzeugen und im Anschluss die eigentliche Strömungssimulation zu starten. Dadurch wird der Gesamtprozess, wie in Abbildung 4.8b dargestellt, in einen Vernetzungs- und einen Simulationslauf unterteilt. Während des Simulationslaufs werden keine neuen Gitter mehr erzeugt. An den vorhandenen Stützstellen werden die Zwischenergebnisse lediglich auf die neuen Key-Grids interpoliert. Auf diese Weise lässt sich ein sehr stabiler Simulationsablauf darstellen. Außerdem benötigt eine Strömungsberechnung damit wesentlich weniger Zeit als ein gekoppelter Vernetzungs- und Simulationslauf. Dies hat insbesondere dann Vorteile, wenn eine Motorgeometrie im Rahmen einer Parameterstudie mehrfach berechnet werden soll, da der Vernetzungslauf nur einmal ausgeführt werden muss.

Eine weitere Herausforderung bei der Simulation innermotorischer Vorgänge stellt der Öffnungs-

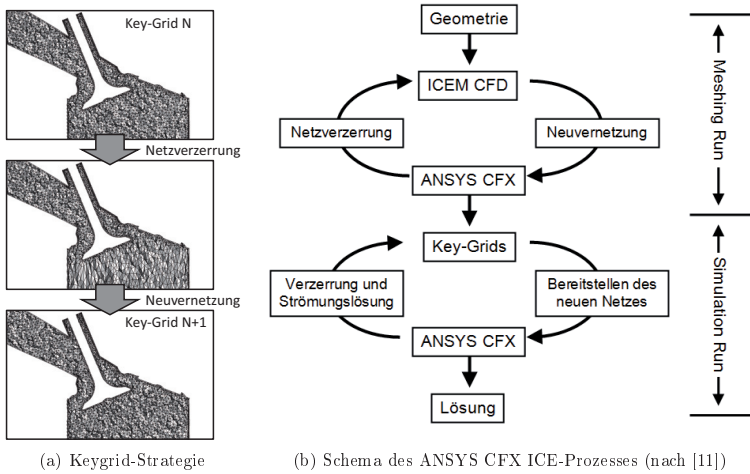


Abbildung 4.8.: Vernetzungsstrategie

und Schließvorgang der Ventile dar, da sich hierbei die Topologie des Berechnungsgebietes ändert. Ein vollständiges Schließen der Ventile würde bei einem Mesh Morphing Verfahren zu einem Kollabieren der Zellen im Ventilspalt führen. Aus diesem Grund wird eine minimale Ventilöffnung definiert. Liegt der Ventilhub unter diesem Wert, werden die entsprechenden Kanäle vom Brennraum getrennt und das Ventil wird als geschlossen betrachtet. Hieraus ergeben sich vier unterschiedliche Konfigurationen, die in Abbildung 4.9 dargestellt sind. Begonnen wird die Simulation im Auslasstakt, bei dem nur die Auslassventile geöffnet sind. Bei vorhandener Ventilüberschneidung schließt sich ein Intervall an, in dem alle Ventile geöffnet sind, gefolgt von der Einlassphase mit offenen Einlass- und geschlossenen Auslassventilen. Während der Kompression sowie im Expansionstakt sind dann alle Ventile geschlossen; dies stellt die letzte Konfiguration dar. Der minimale Ventilspalt, der einen Konfigurationswechsel einleitet, muss bei diesem Verfahren sinnvoll gewählt werden. Auf der einen Seite sollte er möglichst klein sein, um den ein- oder ausströmenden Massen- und Impulsfluss korrekt abzubilden. Auf der anderen Seite sind für die Vernetzung kleiner Spalte mehr Zellen nötig, wodurch sich die Rechenzeit deutlich erhöht. Dies trifft insbesondere auf die Verwendung von Tetraedergittern zu. Um die minimalen Zellwinkel nicht zu klein und damit ungünstig werden zu lassen, muss die Kantenlänge der Elemente mit abnehmender Ventilspalthöhe reduziert werden. Aufgrund der gleichbleibenden Sitzfläche steigt die Elementzahl im Ventilspalt damit deutlich an. Als

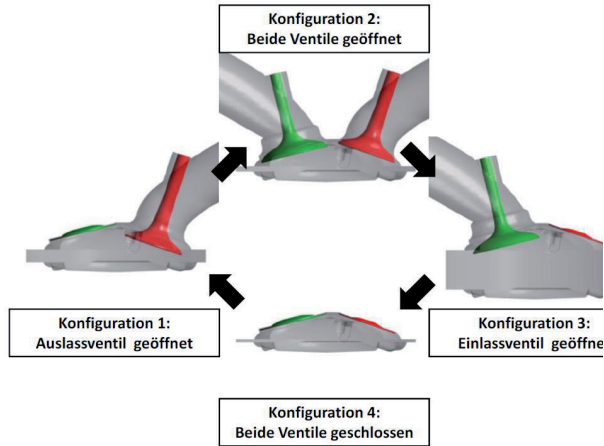


Abbildung 4.9.: Konfigurationen der Motorprozessrechnung [74]

Kompromiss wird in dieser Arbeit eine Spalthöhe von 0,05 mm bei einer Diskretisierung mit einer wandparallelen Schicht verwendet. Bei zehn Wandschichten wird der Wert auf 0,1 mm begrenzt.

Bei der Beschreibung des Vernetzungsprozesses einer Zylinderinnenströmungssimulation wurde bereits deutlich, dass der Vorgang sehr aufwändig ist und viel Zeit beansprucht, sodass bei einer Optimierung nicht für jede Variante eine komplette Neuvernetzung durchgeführt werden kann. Das Prozessbild in Abbildung 4.8b zeigt eine Möglichkeit mehrere Simulationen ohne zusätzlichen Vernetzungsaufwand durchzuführen. Um diese Vorgehensweise auch für eine Optimierung mit wechselnden Einlasskanalgeometrien anwenden zu können, ist eine Trennung zwischen der variablen Kanalgeometrie und den bewegten Teilen des Brennraums nötig. Dafür wird oberhalb des Sitzrings ein Interface eingefügt, das das Simulationsgebiet, wie in Abbildung 4.10a zu sehen, in zwei Bereiche teilt. Durch diese Maßnahme können alle Stützgitter für das Teilgebiet „Brennraum“ bereits vor dem Optimierungsprozess erstellt werden. Für jede neue Einlasskanalvariante wird dann lediglich der Einlasskanal bis zum Interface neu vernetzt, wodurch ein stabiler, automatisierter Vernetzungsprozess sichergestellt ist. Die Definition des Interfaces ist dabei allerdings nicht frei wählbar. Es darf das Ventil erst im zylindrischen Teil des Ventilschafts schneiden, da andernfalls nicht die gesamte Gitterbewegung im Gebiet „Brennraum“ stattfindet. Insbesondere bei Ventilen die zur Gewichtsreduzierung einen dünnen Schaft besitzen, der sich erst kurz vor der Ventilfehrung aufdickt, lässt dies nicht viel Spielraum. Aber nicht nur der



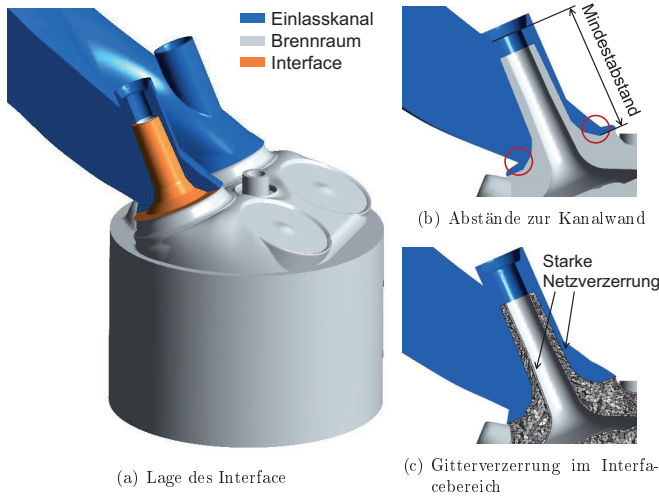


Abbildung 4.10.: Interface zwischen Einlasskanal und Brennraum

Schnittpunkt zwischen Ventil und Interface unterliegt Einschränkungen, beim gesamten Verlauf des Interfaces vom Sitzring zum Ventilschaft muss ein Kompromiss eingegangen werden. Liegt das Interface zu dicht am Ventil, führt dies in Folge der Gitterbewegung schnell zu einer starken Verzerrung der Gitterelemente und damit zu vielen Neuvernetzungen. Dies wiederum erhöht die Rechenzeit erheblich, da bei jedem Gitterwechsel zunächst die Zwischenergebnisse gespeichert und dann auf das neue Gitter interpoliert werden. Ein großer Abstand zwischen Ventilschaft und Interface erleichtert zwar die Gitterverschiebung, führt allerdings dazu, dass nicht die volle Flexibilität des parametrisierten CAD-Modells (Computer-Aided Design) genutzt werden kann, da es bei Extremvarianten zu einer Durchdringung des Interfaces mit der Kanalwand kommt. Das Interface in Abbildung 4.10a zeigt einen guten Kompromiss. Wie in Abbildung 4.10b zu sehen, können durch den Einzug direkt am Ventilsitzring auch starke Abrisskanten realisiert werden. Gleichzeitig ist ein ausreichend großer Abstand zum Ventil gegeben, sodass sich die Anzahl an Stützgittern im Rahmen hält (vgl. Abb. 4.10c). Um eine Durchdringung zwischen Interface und Kanalwand zu verhindern, muss bei der CAD-Modellerstellung weiterhin darauf geachtet werden, dass bei flachen Kanalgeometrien der Ventildom eine gewissen Höhe nicht unterschreitet. Dies wird über einen Mindestabstand zum Sitzring sichergestellt, der in Abbildung 4.10b dargestellt ist. Ist die Interfacefläche sinnvoll definiert, ermöglicht sie eine maximale Vielfalt an Einlasskanalvarianten. Dennoch liegt bei diesem Verfahren die Schwachstelle auf der

Hand. Die Wahl der Geometrieparameter beschränkt sich auf den Einlasskanalbereich oberhalb der Sitzringe und kann nicht ohne weiteres auf den Brennraum oder Ventilbereich erweitert werden. Insbesondere die Form und Lage von Sitzdrallfasen bei einem Dieselmotor oder von Ventilmaskierungen bei einem Ottomotor können daher bei der Optimierung nicht betrachtet werden. Für die Variation und Optimierung von Einlasskanalgeometrien ist das Verfahren aber gut geeignet.

### 4.3. Strömungssimulation und Validierung

Den Kern der Optimierungsprozesskette stellt die numerische Strömungssimulation und Auswertung dar. Im vorangegangenen Kapitel wurde bereits gezeigt, was bei der Gittergenerierung beachtet werden muss, um für die Optimierung einen robusten und automatisierbaren Prozess darzustellen. Da das verwendete Simulations-Tool über Skripte vollständig gesteuert werden kann, stellt die stabile, automatische Prozessführung bei der Strömungsberechnung keine Schwierigkeit dar. Der Fokus dieses Abschnitts liegt daher auf einem geeigneten Kompromiss zwischen benötigter Rechenzeit und ausreichender Genauigkeit. Einen großen Einfluss auf Simulationszeit und Ergebnisqualität haben dabei die räumliche Diskretisierung, Zeitschrittweiten sowie das Turbulenzmodell und die dafür benötigte Wandauflösung. Um geeignete Einstellungen zu finden, wird der Ladungswechsel eines aktuellen 1,4l EA211 Transparentmotors mit verschiedenen Einstellungen berechnet. Die Ergebnisse werden dann sowohl untereinander, als auch mit Messerergebnissen aus einer PIV-Messkampagne verglichen. Im folgenden Abschnitt wird zunächst der Transparentmotor sowie das Messverfahren kurz vorgestellt, bevor im Anschluss unterschiedliche numerische Voruntersuchungen beschrieben werden. Unterabschnitt 4.3.3 enthält dann den direkten Ergebnisvergleich der verschiedenen Turbulenzmodelle mit den PIV-Messungen, ehe im letzten Abschnitt die verschiedenen Turbulenzmodelle in den Kontext einer Optimierung eingeordnet werden.

#### 4.3.1. Grundlagen des Transparentmotors zur Validierung

Zur Validierung von Strömungssimulationen eignen sich vor allem optische Messtechniken, da sie in der Lage sind, in einer Ebene Strömungsstrukturen räumlich aufgelöst zu erfassen. In Abschnitt 2.3 wurden zahlreiche Arbeiten erwähnt, die sich mit der Strömungsanalyse in Motoren beschäftigt haben. Zur Ermittlung des Strömungsfeldes wurde überwiegend PIV Messtechnik eingesetzt. In dieser Arbeit werden PIV Messungen an dem in Abbildung 4.11 dargestellten 1,4l EA211 Transparentmotor verwendet, um die Strömungsstrukturen im geschleppten Be-

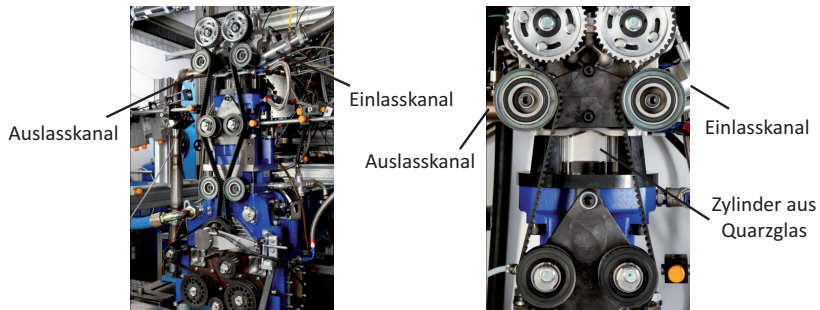


Abbildung 4.11.: EA211 Transparent motor

trieb zu untersuchen. Die Durchführung der Messung war nicht Teil dieser Arbeit. Alle im weiteren Verlauf dargestellten Messergebnisse stammen aus Messreihen, die von Niels Hübner, Lars Beckmann und Christian Jördens durchgeführt und ausgewertet wurden. Bei dem betrachteten Motor handelt es sich um ein Einzylinderaggregat mit einer Bohrung von 74,5 mm und einem Hub von 80 mm. Der Motor ist für eine maximale Drehzahl von  $3000 \text{ min}^{-1}$  und einen maximalen Ladedruck von 2 bar ausgelegt. Öl- und Kühlkreislauf sind auf  $60^\circ \text{C}$  konditioniert. Der Serienkolben wurde durch einen flachen Panoramakolben ersetzt, um die Beleuchtung durch einen Laser zu ermöglichen. Der Zylinder sowie Teile des Brennraumdaches sind aus Quarzglas gefertigt, um eine optische Zugänglichkeit herzustellen. Für die Strömungssimulation wird der Betriebspunkt  $2000 \text{ min}^{-1}$  bei 1 bar Umgebungsdruck gewählt. In vier Messreihen wurden die in Abbildung 4.12 dargestellten Messebenen mit einer zeitlichen Auflösung von  $5^\circ \text{KW}$  vermessen. Die ersten beiden parallelen Ebenen stellen einen Schnitt durch ein Einlassventil sowie durch die Symmetrieebene dar. Außerdem wurde eine Ebene senkrecht zu diesen durch die Mitte des Zylinders und eine horizontale Ebene 5 mm unterhalb des Brennraumdaches vermessen. Da die für die Zielgröße entscheidende Tumblebewegung am besten auf den ersten beiden Ebenen zu erkennen ist, werden nur diese beim Simulationsvergleich dargestellt (s. Unterabschnitt 4.3.3). Als Randbedingungen für die CFD-Simulation wurden die Druckverläufe im Ein- und Auslasskanal mitgemessen. Diese sind in Abbildung 4.13 für die vier Messreihen zu sehen. Die Druckmessstellen befinden sich auf Ein- und Auslassseite in einem Abstand von ca. 12 cm zu den Ventilen. Damit unterscheidet die Lage der Messstelle auf der Einlassseite um ca. 6 cm vom Rand des Simulationsgebiets. Aufgrund der geringen Abweichung der Position wird die Verschiebung des Druckaufnehmers zum Einlassrand vernachlässigt und es wird der gemessene Druckverlauf als Randbedingung vorgegeben.

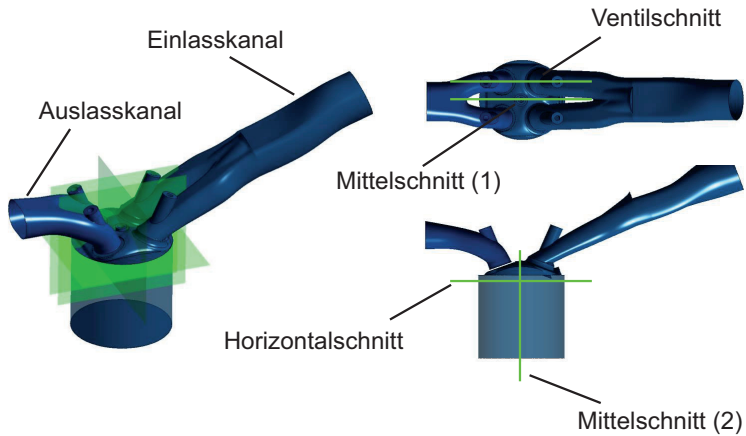
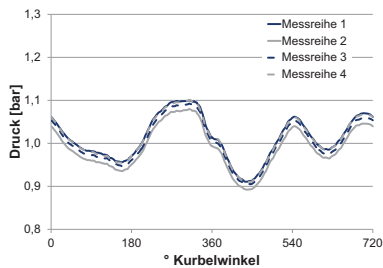
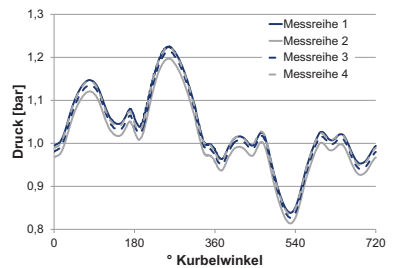


Abbildung 4.12.: Lage der PIV-Laserschnittebenen



(a) Einlass



(b) Auslass

Abbildung 4.13.: Druckverlauf an Ein- und Auslass aus vier verschiedenen Messreihen<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Messungen durchgeführt von N. Hübner, L. Beckmann und Chr. Jördens

Im Folgenden wird die verwendete Messtechnik in aller Kürze beschrieben. Für ausführliche Informationen zur PIV-Messmethode sei auf einschlägige Literatur, wie z.B. Raffel u. a. [71] oder Nitsche u. Brunn [65] verwiesen. Weiterführende Informationen über die verwendeten technischen Geräte können außerdem Huxmann [38] und Steib [82] entnommen werden.

Zur Beleuchtung der Messebene kommt ein Nd:YAG Festkörperlaser mit einer Wellenlänge von 532 nm, einer Pulsdauer von 3-5 ns und einer maximalen Pulsenergie von 30 mJ zum Einsatz. Die maximale Repetitionsrate von 30 Hz erlaubt im vermessenen Betriebspunkt die Aufnahme von direkt aufeinanderfolgenden Zyklen, sodass die mittleren Strömungsfelder aus hundert aufeinanderfolgenden Zyklen bestimmt werden. Die Doppelbilder werden mit einer CCD-Kamera (Charge-coupled Device) der Auflösung  $1376 \times 1040 \text{ Pixel}^2$  aufgenommen, wobei der Einzelbildabstand in allen Messreihen  $10 \mu\text{s}$  beträgt. Für die Berechnung der Korrelationen zur Bestimmung der Geschwindigkeitsvektoren wird ein  $32 \times 32 \text{ Pixel}^2$  Raster verwendet. Als Seeding-Material kommt Erdnußöl zum Einsatz, da es ungiftig ist und gegenüber dem zuerst verwendeten Speiseöl einen erhöhten Siedepunkt aufweist. Die Einleitung der Partikel erfolgt in einem Abstand von 82 cm vor den Einlassventilen. Aufgrund der guten optischen Zugänglichkeit ist ein großflächiger Vergleich der Strömungsstrukturen möglich. Lediglich die wandnahe Strömung unterhalb der Einlassventile wird durch die rasche Verunreinigung der Laufbuchse in Folge des Seeding nicht zufriedenstellend erfasst.

#### 4.3.2. Numerische Voruntersuchungen

Der Kompromiss zwischen Genauigkeit und Rechenzeit ist bei jeder CFD-Berechnung zu treffen. Während bei einfachen Problemen und großen Rechenkapazitäten sehr viel Wert auf Genauigkeit gelegt werden kann, handelt es sich bei der Zylinderinnenströmungsberechnung um ein sehr komplexes Problem. Obwohl die Anforderung an die Rechenleistung durch die hohe Anzahl an Geometrievarianten für eine Optimierung noch verschärft wird, ist dennoch eine ausreichende Genauigkeit nötig, um zuverlässige Optimierungsergebnisse zu erhalten. Vor dem Vergleich der CFD-Berechnungsergebnisse mit den Messungen werden die Ergebnisse einiger numerischer Voruntersuchungen dargestellt.

Im Rahmen einer Gitterstudie werden drei Rechengitter mit den globalen Gittergrößen 2 mm, 1,5 mm und 1 mm erstellt (Gitterdarstellung vgl. Anhang A.1) und die Verläufe der Tumblezahlen sowie die Strömungsstrukturen in verschiedenen Schnitten miteinander verglichen. Als Diskretisierungsschema wird dabei ein Upwind-Verfahren verwendet, welches formal eine Konsistenzordnung von zwei aufweist [5]. Aufgrund der unstrukturierten Tetraeder-Vernetzung ist eine systematische Gitterkonvergenzstudie mit Richardson-Extrapolation auf eine gitterunabhängige Lösung nach [75] nicht möglich. Wie in Abbildung 4.14a zu sehen, weicht der zeitliche

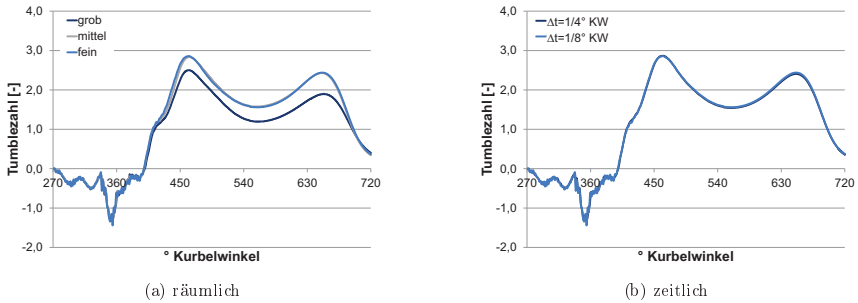


Abbildung 4.14.: Zeitlicher Verlauf der Tumblezahlen für unterschiedliche Diskretisierungen

Verlauf der Tumblezahl auf dem gröbsten Gitter deutlich von den anderen ab, die sich ihrerseits nur minimal unterscheiden. Daraus lässt sich schließen, dass eine globale Gittergröße von 1,5 mm ausreichend für eine Optimierung mit der Zielgröße Tumble ist. Es sollte allerdings darauf geachtet werden, dass die Elementgrößen an der Oberfläche fein genug sind, um die Geometrie möglichst detailgetreu abbilden zu können.

Auch wenn sehr feine Elemente an der Oberfläche verwendet werden, können aufgrund der Komplexität der Geometrie nicht alle Details exakt erfasst werden. So existieren in einem realen Motor enge Spalten im Bereich des bewegten Kolbens, wie z.B. die Zylinderkopfdichtung oder der Feuersteg, die bei der Simulation vernachlässigt werden. Damit ist das Kompressionsvolumen in der Simulation niedriger als beim Versuch, was dementsprechend zu einem höheren Verdichtungsverhältnis führt. Insbesondere für die Simulation der Einspritzung und Verbrennung ist das korrekte Verdichtungsverhältnis aber entscheidend. Ein gängiges Verfahren, um das Kompressionsvolumen trotz der geometrischen Vereinfachung korrekt darzustellen, besteht darin, die Kolbenposition im OT entsprechend anzupassen, also den Quetschspalt zu vergrößern. Da das exakte Verdichtungsverhältnis auf die Untersuchung der Strömungsstrukturen einen vernachlässigbaren Einfluss hat, wird auf eine derartige Anpassung verzichtet und die Simulationen werden so durchgeführt, dass die Kolbenposition zwischen Messung und Simulation übereinstimmt. Neben den geometrischen Unterschieden werden für die Randbedingungen der Simulation weitere vereinfachende Annahmen getroffen, die sich teilweise ebenfalls auf den Kompressionsenddruck auswirken. So bleibt der Blow-By Massenstrom, also der Teil der Luft, der während der Kompression über die Kolbenringe den Zylinder verlässt, in der Simulation unberücksichtigt. Weiterhin wird die Temperatur an den Wänden im gesamten Brennraum auf die Konditionierungstemperatur von  $60^\circ \text{C}$  gesetzt. Die Summe der beschriebenen Vereinfachungen

in Verbindung mit den Druckrandbedingungen aus der Messung führt dazu, dass der Druckunterschied zwischen Messung und Simulation im ZOT ca. 2,7 bar beträgt. Trotz dieses deutlichen Unterschieds im Kompressionsenddruck wird davon ausgegangen, dass die Auswirkung aller Vereinfachungen auf die Strömungsstrukturen im Brennraum gering ausfallen, sodass ein Vergleich zwischen Simulation und Messung zulässig ist. Argumente für den geringen Einfluss des Kompressionsenddrucks auf die Strömungsstrukturen liefern beispielsweise Foucher u. a.. Sie haben den Einfluss unterschiedlicher Ladedrücke auf die Tumblestruktur eines Vierventilmotors untersucht und dabei festgestellt, dass der Ladedruck im untersuchten Bereich keinen Einfluss auf die sich ausbildende Tumbleströmung hat [23]. Weiterhin ist davon auszugehen, dass der Blow-By Massenstrom allenfalls im Bereich des ZOT Auswirkungen auf die Strömung besitzt, da hier der Druck im Zylinder und damit auch der Blow-By maximal wird. Der Strömungsvergleich im folgenden Abschnitt beschränkt sich aber auf Zeitpunkte bis maximal 660° KW zu denen der Blow-By eine vernachlässigbare Rolle spielt. Aus diesen Gründen wird für alle folgenden Simulationen das oben beschriebene Setup mit den angegebenen Vereinfachungen verwendet.

Nach den verschiedenen räumlichen Diskretisierungen und geometrischen Vereinfachungen wird noch die Wahl der Zeitschrittweite erläutert. Hierbei ist die Courant-Friedrich-Levy-Zahl (CFL-Zahl) eine wichtige dimensionslose Kennzahl, die gemäß

$$\text{CFL} = \frac{u \Delta t}{\Delta x} \quad (4.13)$$

definiert ist. Während die Zeitschrittweite bei expliziten Diskretisierungsverfahren aus Stabilitätsgründen auf eine CFL-Zahl von maximal eins beschränkt ist, gilt diese Einschränkung für die verwendete implizite Eulerdiskretisierung zweiter Ordnung nicht [75], sodass der Zeitschritt lediglich durch die Konvergenz der Lösung begrenzt wird. Diese wird zum einen dadurch charakterisiert, dass das die numerische Lösung an sich konvergiert, also das Konvergenzkriterium von  $1 \cdot 10^{-4}$  für die wesentlichen Feldgrößen Druck, Temperatur sowie die drei Geschwindigkeitskomponenten in jedem Zeitschritt erreicht wird, und zum anderen dadurch, dass die erhaltene Lösung zeitschrittunabhängig ist. In Abbildung 4.14b ist der zeitliche Verlauf der Tumblezahl für die beiden Diskretisierungen  $1/4^\circ$  KW und  $1/8^\circ$  KW dargestellt. Die Unabhängigkeit der Lösung von der Zeitschrittweite ist gut zu erkennen, sodass für die beiden Zweigleichungsturbulenzmodelle eine Zeitschrittweite von  $1/4^\circ$  KW ausreichend klein ist. Bei der Verwendung des höherwertigen Reynolds-Spannungs-Turbulenzmodell hingegen muss der Zeitschrittweite auf  $1/8^\circ$  KW reduziert werden, um Konvergenz sicherzustellen.

Nachdem geeignete Simulationseinstellungen gefunden wurden, wird abschließend das Simulationsintervall betrachtet. Die Kernfrage ist hierbei, wie viele Zyklen simuliert werden müssen,

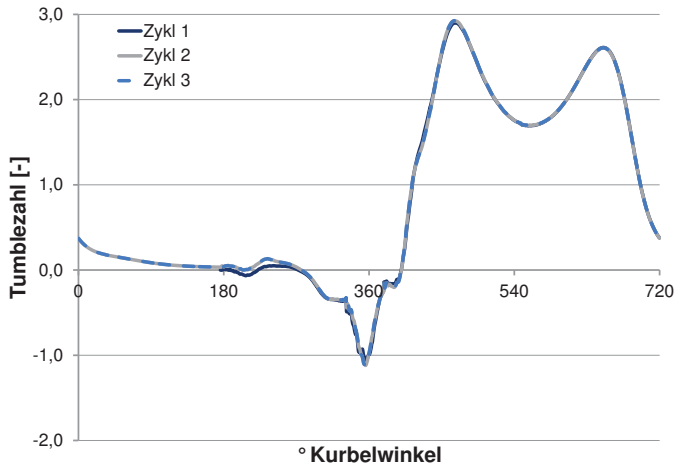


Abbildung 4.15.: Zeitlicher Verlauf der Tumblezahl für die ersten drei Zyklen einer Multicycle-Simulation

um ein von den Startbedingungen unabhängiges Ergebnis zu erhalten. Um diese Frage zu beantworten wird eine Simulation durchgeführt, die sich über mehrere Zyklen erstreckt. Für den ersten Zyklus wird der Brennraum im ZOT mit dem Zylinderdruck aus der Messung initialisiert. Die Simulation startet also vor dem ersten Ansaugvorgang mit einem Expansions-, sowie einem Ausschietakt. Im Anschluss daran werden weitere aufeinanderfolgende Zyklen berechnet. In den Abbildungen 4.15 und 4.16 sind jeweils die ersten drei Zyklen dargestellt. Wie zu erkennen ist, weisen die einzelnen Zyklen weder im Tumblezahlverlauf noch in der Strömungsstruktur Unterschiede auf, sodass es, eine geeignete Initialisierung vorausgesetzt, für die Validierung ausreichend ist einen Zyklus zu simulieren. Diese Erkenntnis beschränkt sich allerdings auf die reine Cold-Flow Simulation mit Hilfe von URANS-Turbulenzmodellen. Schon bei der Berücksichtigung von Einspritzung und Verbrennung mit derselben Art der Turbulenzmodellierung kann die Berechnung mehrere Zyklen notwendig sein und spätestens bei der Verwendung von skalenauflösenden Turbulenzmodellen (SAS, LES) ist eine Multizyklensimulation zur statistischen Auswertung unabdingbar. Nicht nur für die Validierung, sondern auch für die spätere Optimierung ist dieses Ergebnis wichtig, da die Notwendigkeit der Berechnung und Mittelung mehrerer Zyklen und die damit verbundene größere Rechenzeit eine Optimierung wesentlich erschwert hätten.



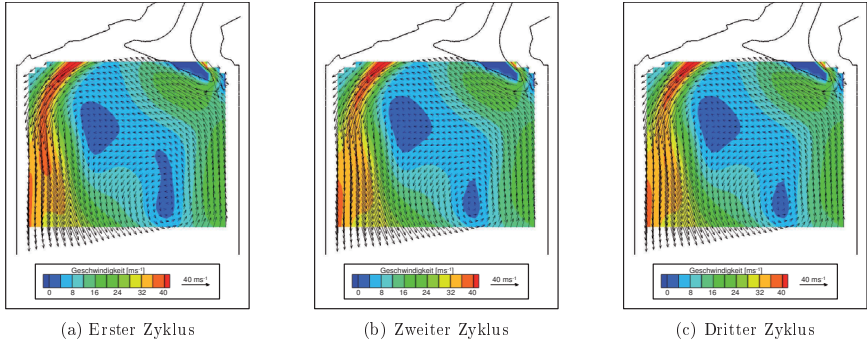


Abbildung 4.16.: Geschwindigkeitsverteilung im Ventilschnitt in unterschiedlichen Zyklen bei 480° KW

#### 4.3.3. Vergleich von Berechnungs- und Messergebnissen

In den letzten beiden Unterabschnitten wurden die Grundlagen zur Erzeugung der Mess- und Simulationsergebnisse beschrieben, die hier nun gegenübergestellt werden. Auf Seiten der Simulation werden dabei die Ergebnisse der drei in Abschnitt 3.3 vorgestellten Turbulenzmodelle ausgewertet. Die globale räumliche Diskretisierung aller Rechengitter ist dabei mit denselben Einstellungen vorgenommen worden, lediglich die Wandauflösung unterscheidet sich. Die Simulation mit dem  $k-\epsilon$  Turbulenzmodell wird auf einem Gitter mit einer wandparallelen Schicht durchgeführt, bei dem die wandnächsten Zellen einen dimensionslosen Wandabstand von ca. 20 - 100 besitzen. Bei den beiden anderen Turbulenzmodellen kommt ein Gitter mit einer Wandschichtauflösung von zehn Zellen zum Einsatz, wobei der dimensionslose Wandabstand im gesamten Rechengbiet unter fünf liegt. Für den Vergleich mit den Messungen werden die Ergebnisse auf das PIV-Messgitter interpoliert und so im selben Raster dargestellt.

Bevor im Folgenden die Strömung zu verschiedenen Zeitpunkten beschrieben wird, werden zunächst noch die Begriffe Ventilvorderkante bzw. Ventilhinterkante eingeführt, die im weiteren Verlauf der Arbeit häufig zur Beschreibung der Strömung verwendet werden. Da diese Terminologie bei runden Ventilen nicht eindeutig ist, ist zum besseren Verständnis in Abbildung 4.17 ein Ventilschnitt dargestellt, in dem die Position der Ventilvorder bzw. -hinterkante markiert ist. Mit der Strömung über die Ventilvorderkante ist also jeweils der Teil der Strömung gemeint, der vom Einlasskanal aus über das offene Ventil entlang des Brennraumdachs in Richtung Auslassseite gerichtet ist. Dagegen wird mit der Einstromung über die Ventilhinterkante der Teil des Fluids bezeichnet, der auf der Einlassseite am Zylinder in Richtung Kolben abströmt.

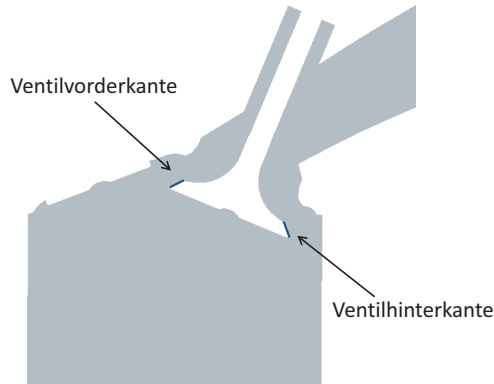


Abbildung 4.17.: Definition der Ventilvorder und -hinterkante

Der erste Zeitpunkt des Strömungsvergleichs liegt in der ersten Hälfte der Einlassphase bei  $420^\circ$  KW und damit kurz vor dem Erreichen des maximalen Ventilhubes. In Abbildung 4.18 sind die Strömungsfelder im Ventilschnitt gegenübergestellt. Die Randbereiche sowie das Gebiet unter der Ventilhinterkante sind ausgeblendet, da dort keine zulässige Auswertung der PIV-Messung möglich ist. Es ist eine deutliche Übereinstimmung der Strukturen zu erkennen. Der große Hauptwirbel wird in allen Simulationen korrekt vorhergesagt, wobei die Lage des Wirbelzentrums (A) und die Ausdehnung des Wirbels vom  $k-\omega$ -SST und BSL Reynolds-Spannungsmodell besser getroffen werden, als vom  $k-\epsilon$  Modell. Dieses zeigt außerdem eine wesentlich breitere Haupteinströmung mit hohen Geschwindigkeiten, welche sowohl in der Messung als auch bei den anderen Modellen schmaler ist. Des Weiteren lässt sich die Strömung topologisch in zwei Bereiche unterteilen, die durch eine Linie (B) von der Mitte des Kolbenbodens bis zum Ventilmittelpunkt getrennt werden. Dem Hauptwirbel steht auf der Einlassseite ein kleinerer Wirbel mit niedrigeren Geschwindigkeiten gegenüber. Die Trennung der beiden Strukturen ist ebenfalls in allen Simulationen zu erkennen, wobei die Unterschiede wiederum beim  $k-\epsilon$  Modell am größten sind. Dort ist die Trennlinie deutlich in Richtung Ventilhinterkante verschoben. Für die Haupteinlassströmung ist festzuhalten, dass alle Turbulenzmodelle in der Lage sind, die Strömungsstrukturen korrekt vorherzusagen, das  $k-\epsilon$  Modell allerdings tendenziell die größten Abweichungen von der Messung aufweist, während die anderen beiden Modelle eine sehr gute Übereinstimmung zeigen.

In der zweiten Hälfte der Einlassphase nimmt die Strömung im Brennraum eine deutlich komplexere Struktur an. Als Beispiel hierfür ist in Abbildung 4.19 die Geschwindigkeitsverteilung

im Ventilschnitt zum Zeitpunkt 480° KW dargestellt. Die größten Geschwindigkeiten sind in der Haupteinlassströmung (A) zu finden. Diese verläuft über die Einlassventilvorderkante (vgl. Abb. 4.17) entlang dem Brennraumdach auf die Auslassseite, wo sie in Richtung Kolben umgelenkt wird. Auf der PIV-Darstellung ist weiterhin ein Wirbelzentrum (B) direkt unterhalb der Einlassströmung zu sehen. Ein weiterer Wirbel (C) kann aufgrund der Geschwindigkeitsverteilung in der unteren Hälfte des Zylinders, die vom PIV-Fenster nicht mehr vollständig erfasst wird, vermutet werden. Im verbleibenden sichtbaren Bereich strömt die Luft von rechts unten nach links oben (D). Daraus ergibt sich zusammen mit den umliegenden Strukturen in der zweidimensionalen Darstellung ein Sattelpunkt am Ort (E). Werden die Simulationsergebnisse anhand der beschriebenen Strukturen untersucht, fallen größere Unterschiede als zu Beginn der Einlassphase auf. Beim  $k-\epsilon$  Turbulenzmodell ist bereits zu diesem Zeitpunkt nur noch ein großer Hauptwirbel ohne erkennbare Sekundärstrukturen zu erkennen. Darüber hinaus werden die Geschwindigkeiten der Haupteinströmung überschätzt. Beim  $k-\omega$ -SST Modell dagegen sind weitere Strukturen sichtbar. Neben der Hauptströmung (A) sind der Sattelpunkt (E) sowie der Wirbel im unteren Zylinderbereich zu erkennen. Das Wirbelzentrum (B) ist dagegen nicht eindeutig auszumachen, sondern erstreckt sich in ein relativ großes Gebiet mit niedriger Geschwindigkeit. Die Strömung (D) verläuft weniger diagonal, sondern eher senkrecht bis unter das Einlassventil. Beim BSL Reynolds-Spannungsmodell sind die Strömungsstrukturen am besten zu identifizieren. Die Strukturen (A), (B), (C) und (E) sind deutlich zu erkennen und lediglich leicht verschoben und auch die Diagonalströmung (D) ist sichtbar, wenngleich sie durch ein Gebiet mit niedrigen Geschwindigkeiten unterbrochen wird. Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass mit zunehmender Komplexität der Strömung die Unterschiede der Turbulenzmodelle deutlicher werden. Das einfachste Modell ist nicht in der Lage Sekundärstrukturen aufzulösen, während beide wandaufgelösten Simulationen dazu fähig sind.

Abschließend werden noch zwei Zeitpunkte bei geschlossenen Einlassventilen betrachtet. In der ersten Hälfte der Kompression (600° KW; Abbildung 4.20) ist auf dem PIV-Schnittbild eine deutliche Tumblebewegung zu erkennen, wobei die größten Geschwindigkeiten auf der Einlassseite liegen (A). Die Tumblestruktur ist zu diesem Zeitpunkt noch nicht vollständig ausgebildet. Im Zentrum der walzenförmigen Bewegung liegt ein lang gestrecktes Gebiet mit niedriger Geschwindigkeit (B). Beim  $k-\epsilon$  Turbulenzmodell dagegen ist eindeutig ein Zentrum (B), welches zur Auslassseite hin verschoben ist, sowie eine sehr homogene Tumblestruktur zu erkennen. Obwohl auch hier die höchsten Geschwindigkeiten auf der Einlassseite zu finden sind (A), weicht das gesamte Strömungsbild erkennbar von der Messung ab. Das zweite Wirbelviskositätsmodell zeigt zwar eine ähnliche Struktur und stimmt in der Lage des Tumblezentrums (B) mit der ersten Simulation überein, aber durch den weniger homogen ausgebildeten Tumble ergibt sich eine erheblich bessere Übereinstimmung mit der Messung. Insbesondere unterhalb der Einlassventile

ist der Unterschied zwischen den beiden Wirbelviskositätsmodellen zu erkennen. Das  $k-\omega$ -SST Modell gibt die in der Messung erkennbare, diagonal durch den Brennraum verlaufende Strömung besser wieder (C). Die Ursache hierfür ist in der verschiedenen Art der Wandbehandlung zu sehen, wodurch die Strömungsablösung unterhalb des Zylinderkopfes unterschiedlich vorhergesagt wird. Hier wird der Vorteil der wandaufgelösten Simulation deutlich. Auch für die Simulation mit dem Reynolds-Spannungsmodell wurde ein Gitter mit Wandauflösung verwendet und auch hier zeigt sich eine sehr gute Übereinstimmung der Strömungsstruktur im Bereich der Einlassventile (C). Überhaupt weist das BSL Reynolds-Spannungsmodell eine ähnlich inhomogene Tumblebewegung wie die Messung auf, bei der sich im Zentrum ein größeres Gebiet niedriger Geschwindigkeit (B) erstreckt. Allerdings stimmt die örtliche Lage nicht mit der PIV-Messung überein. Es befindet sich in Kolbennähe und ist nicht Richtung Auslass verschoben. Aus diesem Grund kann festgestellt werden, dass zu diesem Zeitpunkt, das  $k-\omega$ -SST Modell vom Gesamtbild her das beste Ergebnis liefert.

Im zweiten Teil der Kompression ( $660^\circ$  KW; Abbildung 4.21), etwa zum Zeitpunkt des maximalen Tumbles, stimmen alle Simulationen von der Strömungsstruktur her wieder mit der Messung überein, was unter anderem daran liegt, dass die kleineren Strukturen dissipiert sind und lediglich die Hauptströmungsstruktur erhalten geblieben ist. Wie in Abbildung 4.21 zu sehen, ist das Tumblezentrum bei allen Darstellungen nach links und Richtung Brennraum verschoben (A), wobei die Lage beim Reynolds-Spannungsmodell nach wie vor am besten mit der Messung übereinstimmt. Wird die Betrachtung aber auf das gesamte Strömungsfeld erweitert, liefert wie schon bei  $600^\circ$  KW das SST Turbulenzmodell das beste Ergebnis, da hier auch die absoluten Geschwindigkeiten auf der gesamten Ebene gut abgebildet werden. Während sich beim  $k-\epsilon$  Turbulenzmodell das Gebiet der hohen Geschwindigkeiten (B) zu weit auf die Einlassseite erstreckt, weichen die Beträge beim Reynolds-Spannungsmodell deutlich ab. Des Weiteren weist das BSL Reynolds-Spannungsmodell als einziges auf der rechten Seite einen Bereich mit niedrigeren Geschwindigkeiten (C) auf, der ebenfalls in der Messung nicht zu erkennen ist. Wird die Betrachtung der CFD-Ergebnisse auf den von der Messung nicht erfassten wandnahen Bereich ausgedehnt, wird deutlich, dass beim BSL Reynolds-Spannungsmodell die Bereiche mit hohen Geschwindigkeiten näher an der Wand liegen und sich nicht so weit in den Brennraum erstrecken.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass das  $k-\omega$ -SST Turbulenzmodell sowie das BSL Reynolds-Spannungsmodell im Vergleich mit den PIV-Messungen sehr gute Ergebnisse liefern. Während das Reynolds-Spannungsmodell im Bereich des unteren Totpunkts eher in der Lage ist, die sekundären Strukturen abzubilden als das Wirbelviskositätsmodell zeigt das  $k-\omega$ -SST Modell gegen Ende der Kompression eine bessere Übereinstimmung mit der Messung. Das  $k-\epsilon$  Modell fällt deutlich hinter den beiden anderen ab, liefert aber dennoch vor allem in der

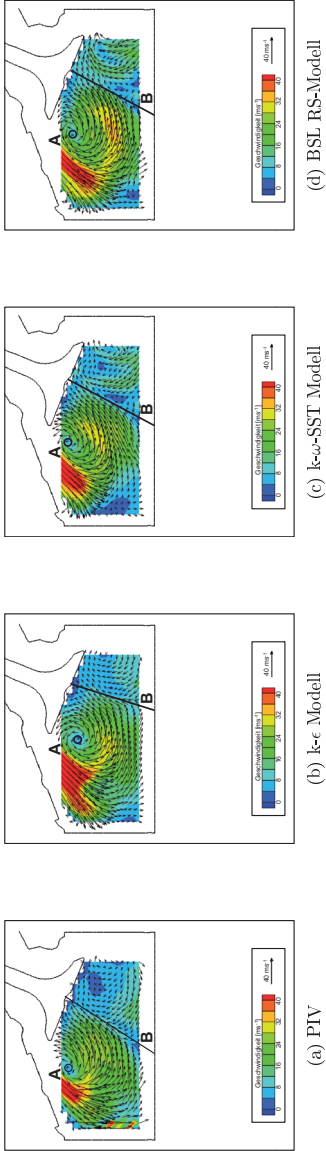


Abbildung 4.18.: Geschwindigkeitsverteilung im Ventilschnitt bei 420° KW

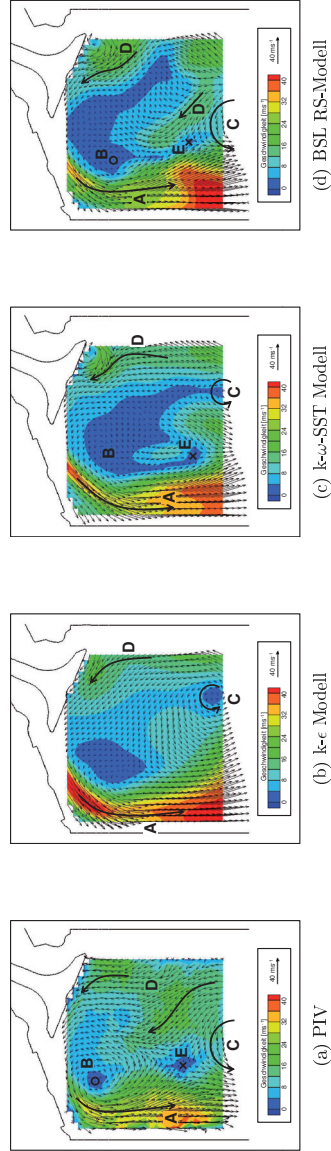


Abbildung 4.19.: Geschwindigkeitsverteilung im Ventilschnitt bei 480° KW

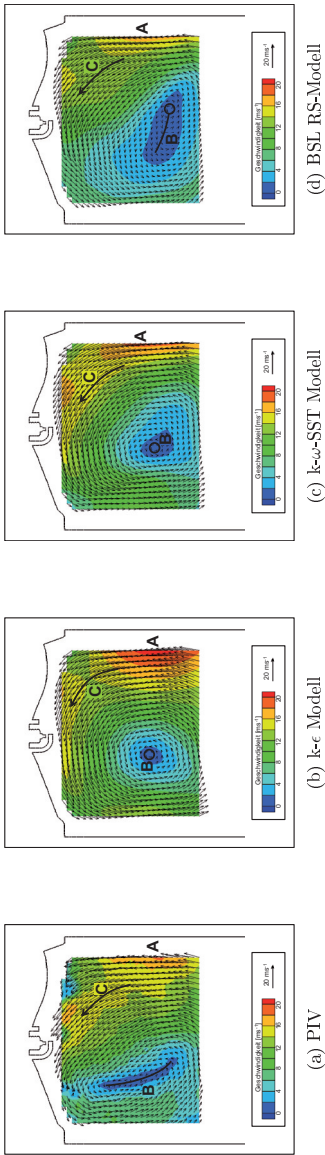


Abbildung 4.20.: Geschwindigkeitsverteilung im Ventilschnitt bei 600 °KW

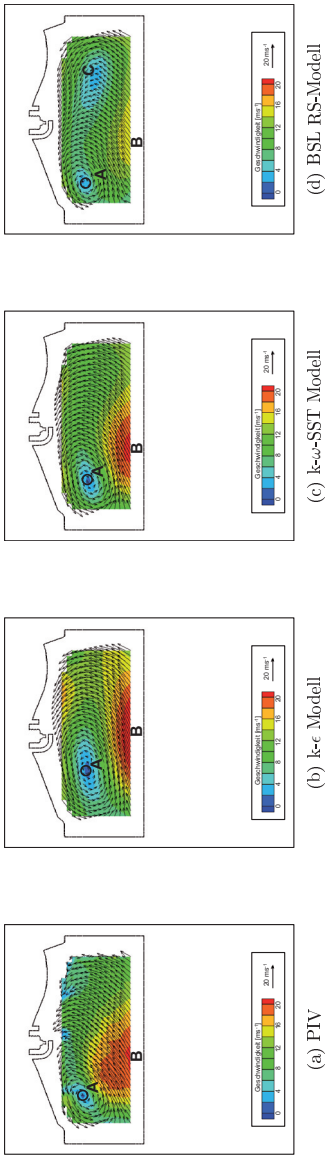


Abbildung 4.21.: Geschwindigkeitsverteilung im Ventilschnitt bei 660 °KW

Spätphase der Kompression ansprechende Ergebnisse. Detailbetrachtungen der wandnahen Bereiche zeigen darüber hinaus, dass sich das Ablöseverhalten bei diesem Modell deutlich von den beiden anderen unterscheidet. Die Vergleiche am Transparentmotor dokumentieren, dass der Mehraufwand an Vernetzung und Simulationszeit auch zu besseren Ergebnissen führt. Im folgenden Abschnitt wird diese Erkenntnis im Zusammenhang mit einer Optimierung bewertet.

#### **4.3.4. Anmerkungen zur Auswahl eines geeigneten Turbulenzmodells im Kontext einer Optimierung**

Im vorangegangenen Unterabschnitt wurden die Ergebnisse verschiedenen aufwändiger Simulationen mit Messergebnissen verglichen. Während die Genauigkeit lediglich anhand visueller Vergleiche beurteilt wurde, ist der Aufwand in Form von Simulationszeit direkt messbar. Beim einfachsten Modell, dem  $k-\epsilon$  Modell, werden die Gradienten an der Wand nicht mit einem feinen Rechengitter aufgelöst, sondern über eine skalierbare Wandfunktion angenähert [5]. Dadurch reduziert sich die Anzahl der Zellen deutlich, sodass die Berechnung eines Zyklus auf 32 Xeon X5570 Prozessoren eines SUN x64 Linux Clusters in 26 Stunden abgeschlossen ist. Als Nachteil hat sich dabei herausgestellt, dass Sekundärstrukturen, die gegen Ende der Einlassphase entstehen, nicht aufgelöst werden können. Ein höheres Maß an Genauigkeit liefern Simulationen mit Wandauflösung, die entsprechend dem deutlich größeren Rechengitter auch teurer sind. Bei dem  $k-\omega$ -SST Turbulenzmodell, welches ebenfalls nicht in der Lage ist alle Sekundärstrukturen vollständig zu erfassen, ist eine mehr als doppelt so lange Simulationszeit nötig. Durch die Lösung zusätzlicher Transportgleichungen ist das BSL Reynolds-Spannungsmodell das aufwändigste Verfahren, obwohl das gleiche Berechnungsgitter wie für das  $k-\omega$ -SST Modell verwendet wird. Aus Stabilitätsgründen ist ein kleinerer Zeitschritt erforderlich, was zusammen mit den zusätzlichen Transportgleichungen zu einer Rechenzeit von etwa 80 Stunden auf 32 Prozessoren führt. Dieser deutlich gesteigerte Aufwand macht sich ebenfalls in der Ergebnisgüte bemerkbar. Die Simulationsergebnisse des BSL Reynolds-Spannungsmodells stimmen in den meisten Belangen am besten mit der Messung überein.

Die Untersuchungen am Transparentmotor haben also gezeigt, dass eine höhere Genauigkeit auch entsprechend mehr Rechenzeit nötig macht. Aufgrund der schon mehrfach angesprochenen großen zu erwartenden Anzahl an Simulationen und der eingeschränkten Stabilität kommt das BSL Reynolds-Spannungsmodell für eine Optimierung nicht in Frage. Ausgehend von acht parallel laufenden Simulation auf jeweils 32 Prozessoren führt schon die Verwendung des  $k-\omega$ -SST Modells bei einer Simulationszeit von ca. zwei Tagen und einer geschätzten Variantenzahl von 300 auf eine reine Großrechnerlaufzeit von 75 Tagen, was bei einer Vielzahl unterschied-

licher Motorvarianten für einen Standard-Entwicklungsprozess nur schwer umsetzbar ist. Die Verwendung des einfachsten Turbulenzmodells würde diese Zeit um mehr als die Hälfte reduzieren. Fraglich ist dabei allerdings ob die erreichte Genauigkeit ausreicht, um die gewünschten Optimierungsziele zu erreichen. Diese Frage lässt sich durch Ergebnisse des Transparentmotorvergleichs nicht abschließend beantworten, da es für eine Optimierung ausreichend ist, die Auswirkungen der Geometrieänderungen auf die Zielgröße korrekt zu bestimmen. Die Auflösung aller Sekundärstrukturen am Ende der Einlassphase ist nicht erforderlich, sofern trotzdem die Tumblestärke in der Kompression korrekt bestimmt werden kann. Um diese Frage zu klären, werden mit beiden Turbulenzmodellen die Auswirkungen verschiedener Geometrieparameter auf die Zielgrößen untersucht. Da diese Studie am konkreten Anwendungsfall durchgeführt wird, sind die Ergebnisse sowie die abschließende Wahl des Turbulenzmodells in Abschnitt 5.3 beschrieben.

### 4.4. Optimierungsstrategie

Nachdem in den letzten Abschnitten diskutiert wurde, wie Zylinderinnenströmungen berechnet und bewertet werden können, fehlt als letzter Schritt zur optimalen Bauteilgestaltung noch der eigentliche Optimierungsprozess. Die Lösung von Optimierungsproblemen ist ein bekanntes mathematisches Problem und tritt nicht nur in der Industrie bei Bauteiloptimierungen oder anderen wissenschaftlichen Fragestellungen auf, sondern ist auch im täglichen Leben allgegenwärtig. Ein typisches Beispiel hierfür ist der Straßenverkehr, in dem jeder versucht, durch geschickte Routenplanung möglichst schnell oder effektiv an sein Ziel zu gelangen. Diese Aufgabe stellt ebenfalls ein Optimierungsproblem dar und wird in der heutigen Zeit vermehrt durch Routenplaner oder Navigationssysteme gelöst.

Vor der Auswahl und Anwendung geeigneter Verfahren muss die Optimierungsaufgabe definiert werden. Dafür wird der Einlasskanal wie in Abbildung 4.22 als einfaches technisches System dargestellt. Die Geometrieparameter, die die Form des Einlasskanals bestimmen und damit die Strömung beeinflussen, gehen als Eingangsgrößen in das System ein und werden als *Parameter* bezeichnet. Dabei lassen sie sich weiter aufteilen in sogenannte *Faktoren*, womit Geometrieparameter gemeint sind, die in einem gewissen Bereich variiert werden dürfen, und feste Parameter, die über die gesamte Optimierung einen festen Wert haben, wie z.B. die Lage des Flansches zwischen Saugrohr und Einlasskanal oder der Ventilwinkel. Diese Größen müssen konstant gehalten werden, damit der Einlasskanal auch zu den angrenzenden Bauteilgeometrien passt. Das technische System als solches stellt der Einlasskanal dar, dessen Systemverhalten durch die CFD-Simulation abgebildet wird. Aus den Simulationsergebnissen lassen sich dann die in



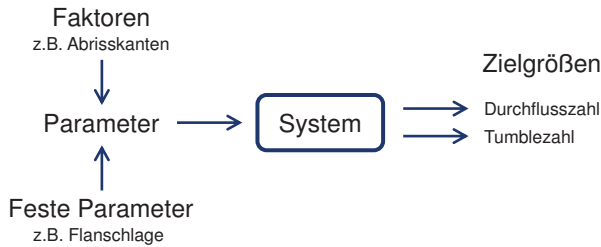


Abbildung 4.22.: Abstrakte Darstellung des Systems „Einlasskanal“

Abschnitt 4.1 definierten Zielgrößen ableiten. Die Optimierungsaufgabe besteht nun darin, die Zielgrößen Ladungsbewegung und Durchflussbeiwert zu optimieren, also in diesem Fall zu maximieren. Um diese Aufgabe zu erfüllen, ist eine unbekannte Mindestanzahl von Experimenten nötig, die bei einem rein CFD-basierten Prozess, wie er in Abbildung 4.23a dargestellt ist, vom Optimierungsalgorithmus gesteuert werden. In Anlehnung an den Versuchsbereich werden die CFD-Simulationen als „virtuelle“ Experimente bezeichnet und die Ergebnisse als Versuchsauswertungen. Bei kurzen Rechenzeiten und wenigen Faktoren ist dieses Vorgehen gut einsetzbar und es können direkt die in Unterabschnitt 4.4.1 vorgestellten Optimierungsalgorithmen verwendet werden. Bei der Einlasskanaloptimierung liegt die Zahl der Faktoren bei den verwendeten Modellen typischerweise im Bereich von acht bis fünfzehn und auch die Rechenzeit ist mit mehr als 18 Stunden pro Simulation sehr lang. Für eine Optimierung dieser Größenordnung werden schnell weit mehr als tausend Versuchsauswertungen benötigt, was selbst bei acht parallel laufenden Simulationen einen reinen Rechenaufwand von mehr als drei Monaten bedeutet. Aus diesem Grund wird eine Alternative zur direkten Optimierung benötigt. Eine gängige Methode ist dabei die Verwendung eines mathematischen Ersatzmodells, welches das Systemverhalten über analytische Funktionen abbildet und die Versuchsauswertungen damit in extrem kurzer Zeit liefert. In Unterabschnitt 4.4.2 werden verschiedene Modelltypen vorgestellt. Ihnen allen ist gemein, dass sie eine Datenbasis benötigen, um das Systemverhalten zu analysieren. Die Methode der statistischen Versuchsplanung, die vor allem unter der englischen Bezeichnung „Design of Experiments“ bekannt ist, beschäftigt sich unter anderem mit der möglichst effektiven Generierung einer solchen Datenbasis. Ziel dabei ist es, das Systemverhalten mit so wenig Experimenten wie möglich vollständig zu erfassen. Weitere Informationen zur DoE-Methodik und zur Erstellung von Berechnungsplänen werden in Unterabschnitt 4.4.3 gegeben. Die aus diesem Vorgehen resultierende Prozesskette ist in Abbildung 4.23b dargestellt. Für die Umsetzung aller Prozessschritte, von der Versuchsplanerstellung, über die Ersatzmodellgenerierung

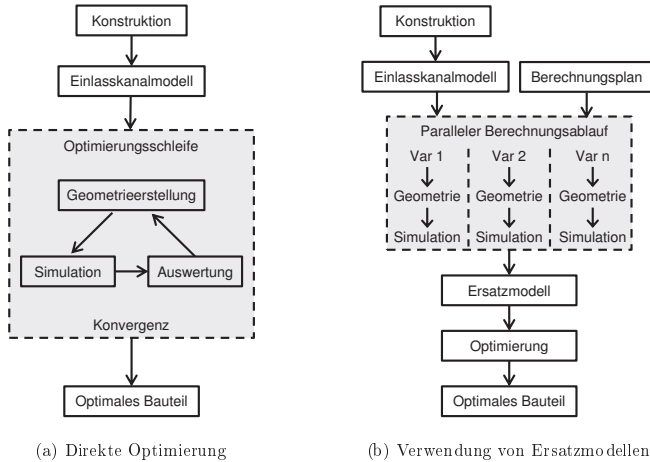


Abbildung 4.23.: Automatische Optimierungs-Prozessketten

bis hin zur Optimierung kommt in dieser Arbeit die kommerzielle Software Optimus 10.4 der Firma Noesis Solutions zum Einsatz.

#### 4.4.1. Optimierungsverfahren

Genauso mannigfaltig wie die Optimierungsaufgaben sind, so verschieden sind auch die Optimierungsalgorithmen. Die Auswahl eines zum Problem passenden Algorithmus ist daher entscheidend. Eine erste Unterteilung kann anhand der Anzahl der zu optimierenden Zielfunktionen getroffen werden, wobei zwischen Ein- und Mehr-Ziel-Optimierung unterschieden wird. Während bei einer Ein-Ziel-Optimierung (SOO – Single Objective Optimization) lediglich eine Zielgröße zu betrachten ist, müssen bei der Mehr-Ziel-Optimierung (MOO – Multi Objective Optimization) zwei oder mehr Zielgrößen gleichzeitig optimiert werden. In der Regel konkurrieren dabei die verschiedenen Ziele miteinander, sodass es nicht möglich ist, einen einzelnen optimalen Punkt zu finden. Stattdessen existiert immer eine Menge an Punkten, die auf eine bestimmte Art optimal sind. In Abschnitt 4.1 wurden zwei Zielgrößen für die Einlasskanaloptimierung definiert. Es handelt sich also um eine Mehr-Ziel-Optimierung, bei der die Zielgrößen Ladungsbewegung und Durchflussbeiwert maximiert werden und miteinander konkurrieren. In Abbildung 4.24 ist schematisch ein Optimierungsergebnis dargestellt, in dem alle nicht dominierten Punkte blau markiert sind. Die Grafik ist ausgehend von Punkt  $P_4$  in vier Quadranten

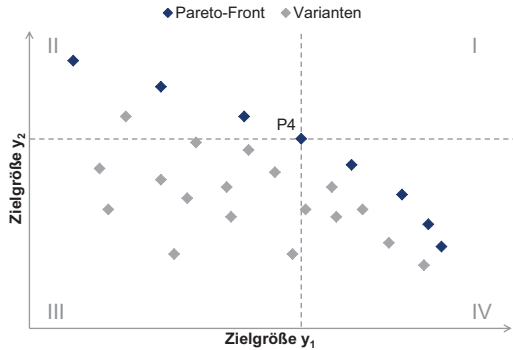


Abbildung 4.24.: Pareto-Front einer Mehr-Ziel-Optimierung mit dem Ziel die Größen  $y_1$  und  $y_2$  zu maximieren

eingeteilt, anhand derer sich die Pareto- oder Dominanz-Kriterien erklären lassen. Der Punkt  $P_4$  dominiert alle Punkte, die im dritten Quadranten liegen, weil er in beiden Zielfunktionen  $y_1$  und  $y_2$  bessere Werte aufweist. Ebenso würde er von allen Punkten des ersten Quadranten dominiert werden. Da dort aber keine Experimente liegen wird  $P_4$  auch als pareto-optimal oder nicht dominiert bezeichnet. Die Punkte in den Quadranten zwei und vier sind in jeweils einer der beiden Zielgrößen besser, in der anderen aber schlechter und lassen sich bezüglich  $P_4$  daher nicht weiter einordnen [77]. Bei einer Optimierung mit zwei Zielgrößen ergeben alle pareto-optimalen Punkte zusammen eine Pareto-Front, die in Abbildung 4.24 blau markiert ist. Alle diese Punkte sind in gewisser Weise optimal. Die Entscheidung, welche Variante nun die technischen Anforderungen am besten erfüllt, kann vom Optimierungsalgorithmus nicht beantwortet werden und liegt somit wieder beim Ingenieur. Der Vorteil einer Pareto-Optimierung ist allerdings, dass für jeden vorgegebenen Wert einer Zielgröße das Individuum bekannt ist, das unter dieser Bedingung ein Optimum der zweiten Zielfunktion darstellt. Ist also schon vor der Optimierung ein Zielwert für eine Zielgröße bekannt, kann unmittelbar die entsprechende Variante der Pareto-Front ausgewählt werden. In diesem Fall ist es ebenso möglich, die Mehr-Ziel-Optimierung in eine Ein-Ziel-Optimierung mit Nebenbedingung zu überführen. Bei dieser Art von Optimierungsverfahren wird der Zielgrößenraum in einen zulässigen und einen unzulässigen Bereich eingeteilt. Das Optimum stellt dann der Punkt dar, an dem die eine Zielfunktion die Nebenbedingung erfüllt und die andere den optimalen, in diesem Fall maximalen, Wert annimmt. Soll auf diese Weise eine Pareto-Front erzeugt werden, müssen mehrere Optimierungen mit kontinuierlich veränderter Nebenbedingung ausgeführt werden [77]. Eine weitere Möglich-

keit, eine MOO in eine Optimierung mit einer Zielfunktion zu überführen, besteht darin, die beiden Zielgrößen gewichtet zu kombinieren und damit auf eine einzelne Zielfunktion zu übertragen. Die neue Zielfunktion  $y_{neu}$  ergibt sich dann beispielsweise als Linearkombination aus den beiden ursprünglichen [77] zu:

$$y_{neu} = \sum_{i=1}^{N_Z} w_i y_i, \quad \text{mit} \quad \sum_{i=1}^{N_Z} w_i = 1 \quad (4.14)$$

Auf diese Weise können beliebig viele Zielgrößen zu einer Zielfunktion zusammengefügt werden. Durch eine Vielzahl solcher Optimierungen mit unterschiedlichen Gewichtungsfaktoren lässt sich ebenfalls eine Pareto-Front erzeugen. Eine gezielte Definition der Gewichtungsfaktoren, um in einen bestimmten Zielkorridor zu gelangen, gestaltet sich allerdings als schwierig, so dass in diesem Bereich eine Optimierung mit Nebenbedingungen vorzuziehen ist.

Eine weitere Klassifizierung der Optimierungsverfahren kann nach der Art der zu suchenden Optima vorgenommen werden. Eine komplexe Zielfunktion, die von vielen Faktoren beeinflusst wird, weist im Allgemeinen nicht nur ein Optimum auf, sondern mehrere lokale Optima. Von all diesen lokalen Bestpunkten stellt dann wiederum einer das globale Optimum dar. Gradientenbasierte Optimierungsverfahren eignen sich sehr gut, um in wenigen Schritten ein lokales Optimum zu finden. Dabei ist leider nicht sichergestellt, dass es sich dabei auch um den globalen Bestpunkt handelt. Evolutionäre Algorithmen (EA), wie zum Beispiel genetische Algorithmen (GA) oder Evolutionsstrategien, hingegen sind gut geeignet, den Bereich des globalen Maximums zu finden. Um dabei wirklich den absoluten Bestpunkt zu erreichen, benötigen sie aber sehr viele Funktionsauswertungen. Wie zu Beginn des Kapitels schon beschrieben, kommen aufgrund der langen Simulationszeiten mathematische Ersatzmodelle zur Versuchsauswertung zum Einsatz. Die Anzahl der Experimente spielt daher bei der Suche nach dem globalen Optimum eine untergeordnete Rolle, weshalb evolutionäre Algorithmen zu bevorzugen sind. Bei kürzeren Simulationszeiten, bei denen auf die Verwendung eines Ersatzmodells verzichtet werden kann, macht zur Reduzierung der nötigen Experimentzahl eine Kombination aus globalen und lokalen Methoden Sinn. Als erstes kommt dann ein evolutionärer Algorithmus zum Einsatz, um in den Bereich des globalen Optimums zu gelangen. Von dort aus wird eine lokale Optimierung gestartet, die in wenigen Schritten den absoluten Bestpunkt findet. Auf die Beschreibung von lokalen Verfahren wird an dieser Stelle verzichtet, da sie in dieser Arbeit nicht verwendet werden. Nähere Informationen dazu können z.B. in Harbrecht [30] oder Alt [3] nachgelesen werden.

## Genetische Algorithmen

Genetische Algorithmen gehören zu der Gruppe der evolutionären Verfahren, die sich aus der Beobachtung der Evolutionsstrategien der Natur entwickelt haben. Um die Herkunft der Verfahren zu verdeutlichen und die Anschaulichkeit zu verbessern, haben sich auch für technische oder mathematische Optimierungsprobleme Begriffe aus der Natur durchgesetzt [88]. Genetische Algorithmen betrachten immer mehrere Faktorkombinationen, im weiteren Verlauf als Individuen bezeichnet, gleichzeitig. Die Gesamtheit aller Individuen wird zu einer Population zusammengefasst. Die Population ändert sich dabei entsprechend eines Fortpflanzungsprozesses von Generation zu Generation. Dafür werden aus der aktuellen Population Individuen als Eltern ausgewählt (Selektion), deren Eigenschaften (Gene) an die Nachfahren, also die neue Generation weitergegeben werden. Die Erzeugung eines neuen Individuums aus den Genen der Eltern wird als Rekombination bezeichnet. Außerdem können neue Individuen aus Mutationen entstehen. Darunter wird eine zufällige Änderung einzelner Eigenschaften eines Individuums verstanden. Durch eine geeignete Selektion überleben im Laufe der Optimierung nur die besten Individuen („survival of the fittest“), das Optimierungsziel wird erreicht. Genetische Algorithmen eignen sich sehr gut für MOO's, da sie mehrere Individuen gleichzeitig beurteilen und somit bei der Selektion Paretokriterien berücksichtigen können. Außerdem sind sie sehr flexibel und können so auch bei komplexen Zusammenhängen zwischen Faktoren und Zielgrößen oder bei teilweise undefinierten Faktorbereichen eine Pareto-Front ermitteln. Ein weiterer Vorteil ist, dass jede Form von Pareto-Front, selbst eine konkave oder eine mit Sprüngen, bei genügend großer Versuchszahl und geeigneten Einstellungen erfasst werden kann. Der großen Flexibilität steht der Nachteil gegenüber, dass sie im Allgemeinen eine große Versuchszahl benötigen, um die Optima zu ermitteln. Im Folgenden wird am Beispiel des in Optimus implementierten NSEA+ (Non-Dominated Sorting Differential Evolution Algorithm) die Vorgehensweise eines GA erläutert. Weiterführende Informationen zu evolutionären Algorithmen im Allgemeinen können z.B. Weicker [88] entnommen werden.

Die wichtigsten Begriffe eines GA wurden bereits eingeführt. Bevor der Optimierungsablauf des NSEA+ vorgestellt wird, sollen zunächst die wesentlichen Mechanismen näher erläutert werden, welche im Einzelnen die Selektion und die Erzeugung der Nachkommen sind. Bei der Selektion werden analog zum besser bekannten NSGA-II (Non-Dominated Sorting Genetic Algorithm)[15] alle Individuen der aktuellen Generation nach ihrem Fitnesswert sortiert. Die besten  $N$  Individuen bilden dann die Menge der Eltern. Bei der Sortierung kommen nacheinander zwei Ansätze zum Einsatz. Als erstes werden, wie in Abbildung 4.25 dargestellt, alle Experimente nach Rängen sortiert. Rang eins (rot) entspricht dabei der aktuellen Pareto-Front. Der nächste Rang

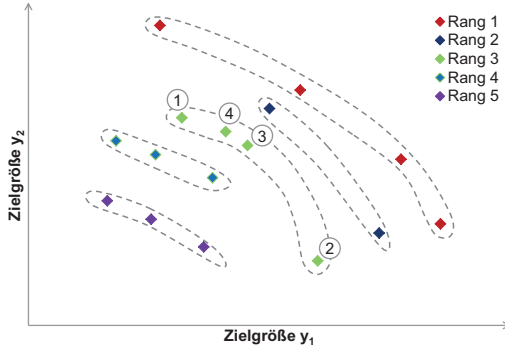


Abbildung 4.25.: Sortierung nach dem Rang beim Non-Dominated Sorting

(dunkelblau) enthält alle Individuen, welche pareto-optimal sind, nachdem die Varianten mit Rang eins entfernt wurden. Alle weiteren Ränge werden entsprechend ermittelt [77]. In dieser Arbeit kommt zur Bestimmung des Rangs die „non-dominated sorting method“ aus Deb u. a. [15] zum Einsatz, die in Anhang A.3 angegeben ist [15][66]. Um alle Individuen zu sortieren, reicht aber allein der Rang nicht aus. Zur weiteren Einordnung wird für jedes Individuum die sogenannte Crowding-Distance (CD) bestimmt, die sich aus den Abständen benachbarter Punkte desselben Rangs berechnet. Die Randpunkte einer Front, die nur einen Nachbarn haben, erhalten den CD-Wert unendlich, für alle übrigen Individuen  $i$  berechnet er sich nach

$$CD_i = \sum_{k=1}^m \frac{y_{k,i+1} - y_{k,i-1}}{y_{k,max} - y_{k,min}}, \quad m: \text{Anzahl der Zielfunktionen } y \quad (4.15)$$

aus den Abständen zu den benachbarten Punkten [77]. Bei der Selektion werden aus der aktuellen Population solange Individuen übernommen, bis die neue Eltern-Generation  $N$  Varianten enthält. Dabei ist das Individuum  $i$  dem Individuum  $j$  vorzuziehen, wenn

$$\text{Rang}_i < \text{Rang}_j \quad \text{oder} \quad [\text{Rang}_i = \text{Rang}_j \quad \text{und} \quad CD_i > CD_j] \quad (4.16)$$

gilt [77]. Neben der Selektion hat die Erzeugung neuer Varianten aus der Eltern-Generation einen wesentlichen Einfluss auf den Optimierungsverlauf. Beim NSEA+ kommt dabei der Ansatz aus dem Differential Evolution Verfahren zum Einsatz [66]. Ein neues Individuum  $\mathbf{v}$  wird

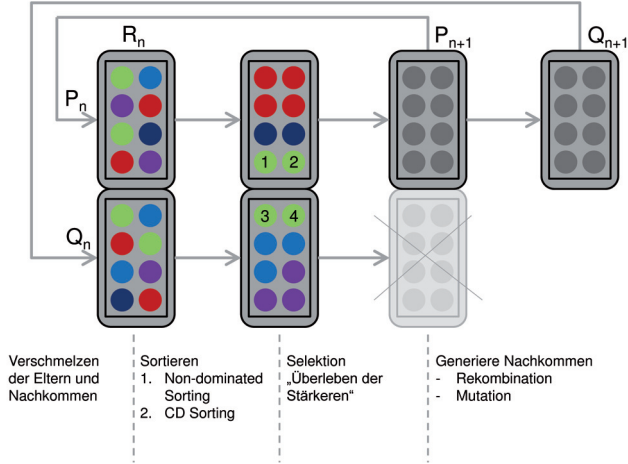


Abbildung 4.26.: Ablaufdiagramm einer Iterationsschleife des NSEA+

dabei durch eine Vektorkombination aus drei unterschiedlichen Eltern erzeugt:

$$\mathbf{v}_n = \mathbf{x}_{r1} + F \cdot (\mathbf{x}_{r2} - \mathbf{x}_{r3}) \quad (4.17)$$

Die Vektoren  $\mathbf{x}_{ri}$  stellen dabei zufällig ausgewählte Elemente aus der Elterngeneration dar und  $F$  ist ein Gewichtungsfaktor. Um die Verschiedenartigkeit der Nachkommen zu erhöhen, wird neben der beschriebenen Rekombination als Mutationsoperator ein Crossover-Verfahren verwendet. Dabei werden mit einer einstellbaren Wahrscheinlichkeit zufällige Individuen der Eltern-Generation mit einem zufälligen Nachkommen kombiniert.

Nachdem sowohl das Selektionsverfahren als auch die Erzeugung der Nachkommen dargestellt wurden, kann nun der Ablauf des Optimierungsalgorithmus aufgezeigt werden. Den Ausgangspunkt stellt eine beliebige Startpopulation dar, die mindestens so viele Individuen besitzt, wie jede nachfolgende Generationen. Mittels einer ersten Selektion wird aus der Startpopulation die erste Eltern-Generation ermittelt. Der Ablauf für alle weiteren Generationen ist in Abbildung 4.26 dargestellt [8][59]. Zunächst werden die Eltern ( $P_n$ ) und ihre Nachkommen ( $Q_n$ ) zu einer Gesamtpopulation ( $R_n$ ) zusammengelegt, die anschließend durch den Sortieralgorithmus sortiert werden. Die Farben und Zahlen bei der Darstellung der Individuen entsprechen dem Beispiel aus Abbildung 4.25. Durch die Selektion werden  $N$  Varianten aus der aktuellen

Population ausgewählt, die die neue Eltern-Generation ( $P_{n+1}$ ) bilden und aus denen durch Rekombination und Crossover neue Nachkommen ( $Q_{n+1}$ ) erzeugt werden. Diese Schleife wird so oft durchlaufen, bis die vorgegebene Maximalanzahl an Individuen erzeugt und getestet wurde. Das Ergebnis stellt eine vollständige Pareto-Front dar.

#### 4.4.2. Ersatzmodellbildung

Der im letzten Unterabschnitt vorgestellte genetische Optimierungsalgorithmus benötigt für die Erstellung einer Pareto-Front eine Vielzahl an Versuchsauswertungen. Bei vielen Problemen übersteigt diese Anzahl die realisierbaren Experimente deutlich. Mit Hilfe von mathematischen Ersatzmodellen wird daher versucht, dass Systemverhalten abzubilden und so eine Möglichkeit zu schaffen, Systemantworten in kurzer Zeit zu erhalten. Es existiert eine Vielzahl verschiedener Ersatzmodelle, die auch als Metamodelle oder Response Surface Modelle (RSM) bezeichnet werden. Nach der Art der Modellierung lassen sie sich in Interpolations- und Regressionsmodelle einteilen. Bei den Regressionsmodellen werden Polynomansätze verwendet, die über eine multiple lineare Regression an eine vorhandene Datenbasis angepasst werden. Bei den Interpolationsmodellen werden die Werte zwischen den bekannten Daten aus den umliegenden Punkten interpoliert. Der Hauptunterschied zwischen beiden Verfahren ist, dass bei den Interpolationsverfahren die Stützstellen exakt getroffen werden, während dies bei Regressionsverfahren nicht der Fall ist. Im Folgenden werden ein Polynommodell sowie zwei Interpolationsverfahren vorgestellt.

#### Polynom zweiter Ordnung mit Zweifachwechselwirkungen

Für die Anpassung eines Polynoms zweiter Ordnung eignen sich besonders optimale Versuchspläne, die speziell auf ein solches Ersatzmodell angepasst werden (s. Unterabschnitt 4.4.3). Alternativ können auch allgemeine Versuchspläne verwendet werden, solange sie mindestens drei Stufen pro Faktor aufweisen. Als Stufe oder Level werden die unterschiedlichen Einstellwerte der Faktoren bezeichnet. Eine typische Einteilung ist z.B. die Betrachtung der beiden Endwerte und des Mittelwerts des untersuchten Intervalls. Die drei Stufen sind nötig, um einen quadratischen Zusammenhang zwischen Faktor und Zielgröße abbilden zu können. Ein Polynom zweiter Ordnung hat allgemein die Form:

$$\begin{aligned}
 y &= \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \beta_{11} x_1^2 + \beta_{22} x_2^2 + \beta_{12} x_1 x_2 + \dots + \epsilon \\
 &= \beta_0 + \sum_{i=1}^{N_F} \beta_i x_i + \sum_{i=1}^{N_F} \beta_{ii} x_i^2 + \sum_{i=1}^{N_F-1} \sum_{j=i+1}^{N_F} \beta_{ij} x_i x_j + \epsilon
 \end{aligned} \tag{4.18}$$





zu minimieren ist. Nach dem Nullsetzen der Ableitung nach  $\beta$  und einigen Umformungen folgt daraus der OLS-Punktschätzer [83]:

$$\beta = (\mathbf{X}^T \mathbf{X})^{-1} \mathbf{X}^T \mathbf{y} \quad (4.23)$$

Das Verfahren wird als Schätzer bezeichnet, da für die Bestimmung der Regressionskoeffizienten nie die Grundgesamtheit aller möglichen Faktorkombinationen in Betracht gezogen wird, sondern die Koeffizienten aus einer Stichprobe abgeschätzt werden. Das angepasste Modell lautet dann:

$$\hat{\mathbf{y}} = \mathbf{X} \hat{\beta} \quad (4.24)$$

Wie bereits erwähnt, werden die Stützstellen bei diesem Verfahren nicht exakt getroffen, weshalb mit dem angepassten Modell an den Stützstellen Residuen berechnet werden können.

$$e_i = y_i - \hat{y}_i \quad (4.25)$$

Aus diesen lassen sich erste Qualitätskriterien für das Regressionsmodell ableiten, ohne dafür weitere Faktorkombinationen berechnen zu müssen. Werden zum Beispiel die Residuen über der Experimentnummer aufgetragen, lassen sich Ausreißer, die nicht durch das Regressionsmodell erklärbar sind, schnell erkennen. In so einem Fall sollte weiter analysiert werden, ob das Computereperiment fehlerhaft war z.B. durch eine schlechte Gitterqualität oder mangelnde Konvergenz, oder ob tatsächlich Effekte auftreten, die durch das Modell nicht abgebildet werden können. Weitere Qualitätstests sind nach der Vorstellung aller Ersatzmodelle am Ende des Abschnitts dargestellt.

## Kriging

Das Kriging-Verfahren stammt ursprünglich aus der Geowissenschaft, wo es auch heute noch zahlreiche Anwendungen findet, und wurde nach seinem Entwickler Daniel Krige benannt. Ziel der Methode ist die räumliche Interpolation aus vorhandenen Messdaten. Der Ansatz stellt dabei eine Kombination aus einem polynomialen Anteil  $\mu(\mathbf{x})$  und einem stationären Zufallsprozess  $Z(\mathbf{x})$  dar [79]:

$$y = \mu(\mathbf{x}) + Z(\mathbf{x}) \quad (4.26)$$

Je nach Ordnung und Bekanntheit des ersten Terms wird in einfaches Kriging, dem am häufigsten eingesetzten normalen oder ordinary Kriging und dem universellen Kriging unterschieden. Beim einfachen Kriging ist der Term  $\mu(\mathbf{x})$  konstant und bereits bekannt. Auch beim normalen

Kriging stellt  $\mu(\mathbf{x})$  eine Konstante dar, entspricht aber einem unbekannten Mittelwert  $\mu$ . Bei der Erweiterung zum universellen Kriging schließlich setzt sich  $\mu(\mathbf{x})$  aus einer Summe beliebig wählbarer Funktionen zusammen [60]. Mit dem zweiten Term  $Z(\mathbf{x})$  erfolgt bei jedem Verfahren eine lokale Anpassung des Mittelwertes (normales Kriging) oder des Polynoms (universelles Kriging) an die vorhandenen Datenpunkte. Diese wird allerdings nicht auf Basis der absoluten Position des abzuschätzenden Wertes durchgeführt, sondern auf der Grundlage von Abständen.  $Z(\mathbf{x})$  besitzt den Mittelwert Null, die Varianz  $\sigma^2$  und die Kovarianz

$$\text{Cov}[Z(\mathbf{x}_i), Z(\mathbf{x}_j)] = \sigma^2 R(\mathbf{x}_i, \mathbf{x}_j). \quad (4.27)$$

Als Korrelation  $R$  wird der Ansatz

$$R(\mathbf{x}_i, \mathbf{x}_j) = e^{-d(\mathbf{x}_i, \mathbf{x}_j)} \quad (4.28)$$

mit der Abstandsfunktion

$$d(\mathbf{x}_i, \mathbf{x}_j) = \sum_{k=1}^{N_F} \theta_k |x_{ik} - x_{jk}|^p \quad \text{mit} \quad \theta_k \geq 0; p \in [1, 2] \quad (4.29)$$

verwendet. Darin steht  $N_F$  für die Anzahl der Faktoren und  $\theta_k$  und  $p$  sind zusätzliche Modellparameter, über die das Krigingmodell angepasst werden kann.  $p$  kann dabei Werte zwischen eins und zwei annehmen und beeinflusst die Weichheit des Funktionsverlaufs [60].  $\theta_k$  wird abhängig vom Faktor  $k$  gewählt und ist ein Reichweitenfaktor, der angibt, in welcher Region um eine Stützstelle die Schätzwerte beeinflusst werden. Der Ausdruck für die Korrelation in Verbindung mit der Abstandsfunktion führt dazu, dass dichter zusammen liegende Punkte einen größeren Einfluss aufeinander haben als weit entfernte Punkte. Bei der Schätzung eines unbekannten Funktionswertes  $\hat{y}(\mathbf{x})$  werden also die Punkte, die näher an  $\mathbf{x}$  liegen, stärker berücksichtigt. Die Werte der paarweisen Korrelationen aller bekannten Punkte können in einer Matrix  $\mathbf{R}$  zusammengefasst werden. Die Matrix ist symmetrisch und enthält auf der Diagonalen nur Einsen, da jeder Punkt mit sich selbst zu 100 % korreliert ist. Die Korrelationen aller bekannten Punkte zu einem unbekannten Punkt  $\mathbf{x}$  können außerdem in einem Korrelationsvektor  $\mathbf{r}^T$  zusammengefasst werden.

Für das normale Kriging wird im Folgenden das Schätzverfahren für  $\hat{y}(\mathbf{x})$  angegeben. Wie bereits erwähnt, ist  $\mu(\mathbf{x})$  bei diesem Verfahren ein unbekannter konstanter Term. Dieser lässt sich nach

$$\hat{\mu} = \frac{\mathbf{1}_N^T \mathbf{R}^{-1} \mathbf{y}}{\mathbf{1}_N^T \mathbf{R}^{-1} \mathbf{1}_N}, \quad (4.30)$$

als Mittelwert der bekannten Punkte  $\mathbf{y}$  abschätzen. Zusammen mit der Korrelationsmatrix  $\mathbf{R}$  und dem Korrelationsvektor  $\mathbf{r}^T$  kann aus diesen Größen der Schätzwert  $\hat{y}(\mathbf{x})$  zum Funktionswert  $y(\mathbf{x})$  wie folgt bestimmt werden [66]:

$$\hat{y}(\mathbf{x}) = \hat{\mu} + \mathbf{r}^T(\mathbf{x}) \mathbf{R}^{-1} (\mathbf{y} - \mathbf{1}_N \hat{\mu}) \quad (4.31)$$

Dieser Schätzer zeichnet sich dadurch aus, dass er alle bei der Erstellung des Modells verwendeten Punkte exakt trifft. Die Darstellung der Residuen zur ersten Beurteilung der Modellqualität analog zum Regressionsverfahren macht daher keinen Sinn. Dafür bietet das Kriging Verfahren den Vorteil, dass sich der zu erwartende quadrierte Fehler einfach abschätzen lässt [60]. Diese Eigenschaft macht das Kriging-Verfahren für ersatzmodellunterstützte Optimierungsalgorithmen interessant. Li u. a. schlagen einen Kriging unterstützten genetischen Algorithmus vor. Dabei werden die Funktionsauswertungen für jede Generation durch eine Kriging-Interpolation abgeschätzt. Für die Varianten, bei denen der Fehler zu groß ist, werden die tatsächlichen Werte ermittelt, die dann in die Datenbasis für die Kriging-Interpolation eingehen. Auf diese Weise verbessert sich die Approximationsgüte des Kriging-Modells kontinuierlich und für die Optimierung werden weniger direkte Funktionsauswertungen benötigt [51][52]. Weitere allgemeinere Qualitätskriterien sind nach der Vorstellung des letzten Ersatzmodells, den radialen Basisfunktionen, zu finden.

### Radiale Basisfunktionen

Eine weitere Gruppe von Methoden, die ebenfalls zu den Interpolationsmethoden zählen, sind die radialen Basisfunktionen (RBF). Das Vorgehen ähnelt dem Kriging-Verfahren mit dem Unterschied, dass für die Datenanpassung keine Zufallsfunktion verwendet wird, sondern eine Linearkombination von Basisfunktionen  $\phi(r)$ . Der Abstand  $r$  des gesuchten Punktes  $\mathbf{x}$  zu den Stützstellen ist im mehrdimensionalen Raum über die euklidische Norm  $\|\cdot\|$  definiert. Die Gleichung

$$\hat{y}(\mathbf{x}) = p(\mathbf{x}) + \sum_{i=1}^N \lambda_i \phi_i(\|\mathbf{x} - \mathbf{x}_i\|) \quad (4.32)$$

beschreibt die Vorhersage eines unbekannten Funktionswertes  $y$  mit Hilfe von radialen Basisfunktionen [66]. Darin steht  $p(\mathbf{x})$  für ein Polynom niedrigen Grades,  $\phi_i$  für die Basisfunktionen und  $\lambda_i$  für die entsprechenden Gewichtungsfaktoren. Gebräuchliche Basisfunktionen sind Polynome, Gaussfunktionen (die damit wieder auf ein Kriging Verfahren führen), Thin-Plate Splines

oder ähnliches. Im weiteren Verlauf wird von der kubischen Funktion

$$\phi(r) = r^3 \quad (4.33)$$

ausgegangen, die zu sehr glatten Interpolationen führt. Nach der Festlegung des Basisfunktionstyps müssen noch die unbekannten Modellkonstanten definiert werden, die sich aus  $M$  Koeffizienten zur Beschreibung des Polynoms  $p(x)$  und  $N$  Koeffizienten  $\lambda_i$  für die Basisfunktionen zusammensetzen. Alle Modellkonstanten lassen sich aus der Lösung eines linearen Gleichungssystems bestimmen, wobei die  $N$  Koeffizienten der Basisfunktionen über die bekannten Funktionswerte definiert sind und die  $M$  Modellkonstanten des Polynoms durch eine zusätzliche Normierung von  $\lambda_i$  festliegen. Weitere Details zur Bestimmung der Koeffizienten sind in „*Optimus - Theoretical Background*“ [66] zu finden. Radiale Basisfunktionen weisen große Gemeinsamkeiten mit dem zuvor vorgestellten Kriging Verfahren auf, benötigen aber einen geringeren Rechenaufwand für die Modellerstellung. Dafür besitzen sie allerdings nicht den Vorteil, dass sich der Prognosefehler direkt abschätzen lässt. Da außerdem alle bekannten Eingangswerte exakt abgebildet werden, sind weitere Verfahren nötig, um die Modellgüte der radialen Basisfunktionen zu bestimmen.

### Qualität von Metamodellen

Nachdem drei unterschiedliche Ersatzmodelle vorgestellt wurden, befasst sich der letzte Teil dieses Abschnitts mit der Frage nach einer Beurteilungsgröße für die Qualität der einzelnen Modelle. Um ein Metamodell für eine Optimierung zu verwenden, ist es nötig, dass die Funktionswerte unbekannter Faktorkombinationen korrekt vorhergesagt werden. Sowohl für das Regressions- als auch für das Kriging-Modell wurde bereits eine erste Möglichkeit zur Abschätzung der Modellqualität angegeben. Für die radialen Basisfunktionen existiert diese Möglichkeit nicht. Um allgemeine Bewertungsgrößen zu definieren, die auch für radiale Basisfunktionen ermittelt werden können, gibt es zwei Möglichkeiten. Die erste besteht darin, eine zusätzliche Menge von  $N_T$  zufällig verteilten Testpunkten zu erstellen, für die sowohl die realen Funktionsantworten  $y$  als auch die geschätzten Antworten der Ersatzmodelle  $\hat{y}$  bestimmt werden. Um den dadurch entstehenden zusätzlichen Simulationsaufwand insbesondere bei rechenzeitintensiven Simulationen zu vermeiden, gibt es als zweite Möglichkeit eine Kreuzvalidierung. Dabei werden die bekannten Funktionswerte in  $N_G$  gleich große Gruppen aufgeteilt. Mit den Funktionswerten von  $(N_G - 1)$  Gruppen wird dann das Ersatzmodell angepasst und die Punkte der letzten Gruppe werden als Testpunkte verwendet. Wird jeder einzelne Datenpunkt als einzelne Gruppe betrachtet, wird die Kreuzvalidierung als leave-one-out Verfahren bezeichnet [77]. Auf diese Weise ist auch für

die radialen Basisfunktionen eine Validierung möglich, ohne zusätzliche Testpunkte zu simulieren. Allerdings steigt der Aufwand zur Erstellung der Ersatzmodelle proportional zur Anzahl der Datenpunkten an, da so viele Ersatzmodelle gebildet werden müssen, wie Datenpunkte vorhanden sind. Dies führt insbesondere beim Kriging-Verfahren zu langen Rechenzeiten. Abhängig von der Art der Testpunkte können aus diesen mit Hilfe der Residuen  $e_i = y_i - \hat{y}_i$  Beurteilungsgrößen definiert werden. Allgemein lässt sich aus der Summe der quadratischen Fehler SSE (Sum of Squared Error)

$$SSE = \sum_{i=1}^N (y_i - \hat{y}_i)^2 \quad (4.34)$$

und der Abweichung aller Funktionswerte vom Mittelwert (SSTOT: Total Sum of Squares)

$$SSTOT = \sum_{i=1}^N (y_i - \bar{y})^2 \quad (4.35)$$

das Bestimmtheitsmaß  $R^2$

$$R^2 = 1 - \frac{SSE}{SSTOT} \quad (4.36)$$

ermitteln [66]. Bei einem Regressionsmodell kann  $R^2$  direkt aus den bekannten Funktionswerten bestimmt werden, für die Interpolationsmethoden sind dafür zusätzliche Testpunkte nötig, oder es muss die oben beschriebene Kreuzvalidierung zur Bestimmung der  $SSE$  verwendet werden. In diesem Fall wird das Ergebnis als Prognose-Bestimmtheitsmaß  $R_{press}^2$  bezeichnet. Ein drittes oft verwendetes Gütekriterium ist das angepasste Bestimmtheitsmaß  $R_{adj}^2$  [66]:

$$R_{adj}^2 = 1 - (1 - R^2) \cdot \frac{n-1}{n-m} \quad \begin{array}{ll} m & : \text{Anzahl der Modellkonstanten} \\ n & : \text{Anzahl der Experimente} \end{array} \quad (4.37)$$

Bei diesem Bestimmtheitsmaß wird die Anzahl der Modellkonstanten  $m$  als Korrekturgröße verwendet. Dabei wird der Tatsache Rechnung getragen, dass mit mehr Eingangsgrößen eine bessere Abbildung der Daten möglich ist. Um also Modelle unterschiedlicher Komplexität miteinander zu vergleichen, ist das angepasste Bestimmtheitsmaß geeignet. Allen Gütekriterien ist gemein, dass ein Wert möglichst nahe an eins ein gutes Ersatzmodell charakterisiert. Jin u. a. haben für unterschiedlichste Testfälle verschiedene Metamodelle verglichen. Für schwach nichtlineare Probleme zeigten ein polynomiales Regressions- und ein Krigingmodell die besten Ergebnisse, während bei stark nichtlinearen Problemen die radialen Basisfunktionen überlegen waren [42]. Dies zeigt, dass sich die Metamodelle für verschiedene Probleme unterschiedlich gut eignen und dementsprechend ausgewählt werden müssen. Im Rahmen der Optimierung in Ka-

pitel 5 werden alle drei vorgestellten Modelle auf das konkrete Anwendungsbeispiel angewendet und miteinander verglichen.

#### 4.4.3. Versuchsplanerstellung

Die Methode der statistischen Versuchsplanung wurde dazu entwickelt, Systeme wie in Abbildung 4.22 dargestellt gezielt zu untersuchen. Die Erstellung eines geeigneten Berechnungsplans ist dabei die Grundvoraussetzung für die eben vorgestellten mathematischen Ersatzmodelle. Für das bessere Verständnis werden zunächst noch einige Begriffe definiert. In den letzten Unterabschnitten wurden bereits die Begriffe Parameter, Faktor, Stufe und Zielgröße eingeführt. Das Systemverhalten kann über weitere Größen beschrieben werden. Die wichtigsten Bezeichnungen dabei sind Effekt, Haupteffekt und Wechselwirkung. Effekte beschreiben die Reaktion des Systems auf eine Änderung der Eingangsgrößen und lassen sich in Haupteffekte und Wechselwirkungen einteilen. Haupteffekte drücken die Wirkung eines Faktors auf die Zielgröße aus, während unter Wechselwirkung zu verstehen ist, dass der Effekt eines Faktors von mindestens einem weiteren Faktor abhängt. Die Größe des Effekts ist im Allgemeinen stark an den Stufenabstand gekoppelt. Bei großen Stufenabständen ist der Effekt größer als bei kleinen. Ziel einer DoE ist es nun, die Effekte und Wechselwirkungen aller Faktoren mit möglichst wenig Versuchsauswertungen zu ermitteln [77].

Eine erste und sehr alte Strategie besteht darin, nur einen Faktor zur gleichen Zeit zu variieren und die restlichen konstant zu halten. Ein solches Vorgehen wird auch als „one factor at a Time“ (OFAT) bezeichnet und hat den Vorteil, dass jede Änderung der Zielgröße sicher dem untersuchten Faktor zugeordnet werden kann und nur sehr wenige Versuche benötigt werden. Allerdings weist es auch mehrere Nachteile auf. Zum einen existiert dadurch, dass alle anderen Faktoren konstant gehalten werden, ein Startpunkt im Faktorraum, von dem das Untersuchungsergebnis abhängt, und zum zweiten können Wechselwirkungen nicht erfasst werden [77]. Aus diesem Grund sollte dieses Verfahren nur eingesetzt werden, wenn ausgeschlossen werden kann, dass Wechselwirkungen zwischen den verschiedenen Faktoren existieren, was aber nur sehr selten der Fall ist. Für drei Faktoren mit drei Stufen ist das Vorgehen in Abbildung 4.27a dargestellt, wobei ausgehend von einem Startpunkt (rot) nacheinander die drei Faktoren  $F_1$ ,  $F_2$  und  $F_3$  variiert werden. Im weiteren Verlauf werden Berechnungspläne vorgestellt, die neben der Erfassung einzelner Effekte auch die Bestimmung von Wechselwirkungen ermöglichen.

Bei der Erstellung von Versuchsplänen ist entscheidend, dass sie auf das Beschreibungsmodell, welches verwendet werden soll, angepasst sind. Soll z.B. ein lineares Ersatzmodell verwendet werden, reichen zwei Stufen pro Faktor aus; Sollen auch nichtlineare Effekte aufgelöst werden, sind mindestens drei Stufen nötig. Für die meisten Anwendungen stehen Standard-

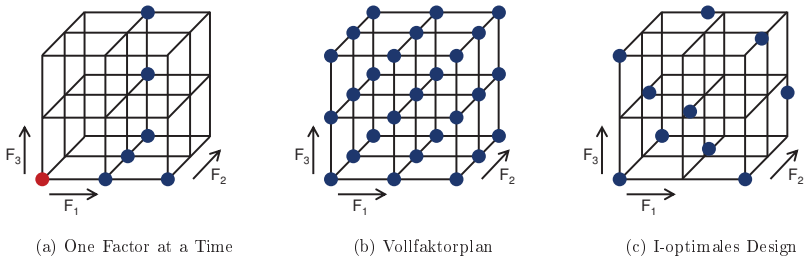


Abbildung 4.27.: Unterschiedliche Versuchspläne zur Untersuchung eines Systemverhaltens mit drei Faktoren

Berechnungspläne zur Verfügung, die sehr gute Lösungen liefern. Treten allerdings besondere Einschränkungen auf, z.B. unzulässige Faktorkombinationen, sind maßgeschneiderte Berechnungspläne erforderlich. Kommerzielle Programme wie etwa Optimus bieten sowohl zahlreiche Standardpläne an als auch die Möglichkeit, problemspezifische Berechnungspläne zu erstellen. Die Strategie mit der minimal benötigten Versuchszahl zur Detektierung der Haupteffekte wurde bereits erwähnt. Für  $N_F$  Faktoren mit  $N_S$  Stufen werden dabei

$$N = N_F \cdot (N_S - 1) + 1 \quad (4.38)$$

Versuche benötigt. Für eine Betrachtung von 14 Faktoren auf drei Stufen bedeutet das lediglich 29 Versuche. Den Gegensatz dazu stellt der vollfaktorielle Versuchsplan dar. Wie in Abbildung 4.27b für drei Faktoren dargestellt, enthält er alle möglichen Faktorkombinationen, wodurch ein immens hoher Versuchsaufwand entsteht. Die benötigte Experimentzahl steigt mit der Anzahl der Faktoren exponentiell an [77]:

$$N = N_S^{N_F} \quad (4.39)$$

Für das oben betrachtete Beispiel mit 14 Faktoren wären bei einem Vollfaktorplan über vier Millionen Experimente nötig, weshalb er nur für Systeme mit wenigen Faktoren und kurzen Simulationszeiten einsetzbar ist. Abgesehen vom hohen Aufwand weist er sehr gute Qualitätseigenschaften auf.

Für die Konstruktion von Berechnungsplänen sind zwei Qualitätsmerkmale entscheidend. Zum einen die Orthogonalität und zum anderen die Ausgewogenheit. Durch die Orthogonalität wird sichergestellt, dass sich die Haupteffekte nicht mit Wechselwirkungen vermischen, sondern getrennt betrachtet und eindeutig zugeordnet werden können. Unter Ausgewogenheit ist zu ver-



stehen, dass die verschiedenen Stufen eines Faktors gleich oft auftreten. Daraus resultiert der Vorteil, dass auch kleine Effekte sicher erfasst werden können [77]. Auch wenn der Vollfaktorplan beide Qualitätskriterien vollständig erfüllt, ist er durch den hohen Aufwand für Experimente mit einer größeren Faktorzahl nicht einsetzbar. Ausgehend von einem vollfaktoriellen Plan muss die Versuchszahl deutlich reduziert werden, ohne dabei zu viel Information zu verlieren. Um einen geeigneten Versuchsplan erstellen zu können, muss bereits vor der Festlegung der einzelnen Punkte feststehen, welcher Typ von Ersatzmodell zur Beschreibung des Systemverhaltens angepasst werden soll. Aus der Wahl des Beschreibungsmodells ergibt sich dann die nötige Anzahl an Punkten. Ein häufig verwendetes Modell, welches in der Lage ist, die meisten Systemverhalten sehr gut abzubilden, ist das im letzten Unterabschnitt beschriebene quadratische Beschreibungsmodell mit Wechselwirkungen. Gegenüber einem linearen Modell mit Wechselwirkungen, steigt die Anzahl an benötigten Experimenten zur Anpassung des Modells nur geringfügig an (vgl. Abbildung 4.28), sodass ein quadratisches Verhalten ohne großen zusätzlichen Aufwand erfasst werden kann. Die Anpassung an die Experimente erfolgt mit Hilfe einer multiplen linearen Regression. Für jede anzupassende Modellkonstante wird dabei mindestens eine Faktorkombination benötigt, woraus für ein quadratisches Modell mit Wechselwirkungen erster Ordnung folgt [1]:

$$N \geq \underbrace{1}_A + \underbrace{N_F}_B + \underbrace{\frac{N_F(N_F - 1)}{2}}_C + \underbrace{N_F}_D = \frac{(N_F + 1)(N_F + 2)}{2} \quad (4.40)$$

A : Regressionskonstante

B : Lineare Haupteffekte

C : Zweifachwechselwirkungen

D : Quadratische Haupteffekte

In Abbildung 4.28 ist die Anzahl der Experimente für ein lineares Berechnungsmodell ohne und mit Zweifachwechselwirkungen sowie ein quadratisches Beschreibungsmodell mit Zweifachwechselwirkungen dargestellt. Zusätzlich ist der Anstieg eines dreistufigen Vollfaktorplans eingezeichnet. Es ist deutlich zu erkennen, dass die Experimentzahl beim Vollfaktorplan deutlich stärker zunimmt, als zur Anpassung der Modelle nötig. In der Literatur existieren eine Vielzahl von allgemeinen Plänen, die gute Eigenschaften bezüglich Orthogonalität und Ausgewogenheit bieten und zur Anpassung eines quadratischen Beschreibungsmodells geeignet sind. Bekannte Vertreter sind z.B. verschiedene teilfaktorielle Pläne, das Central-Composite-Design oder das Box-Behnken-Design [77]. Sie alle reduzieren die Anzahl notwendiger Experimente deutlich, haben aber den Nachteil, dass sie nicht auf spezielle Probleme angepasst werden können. So ist es

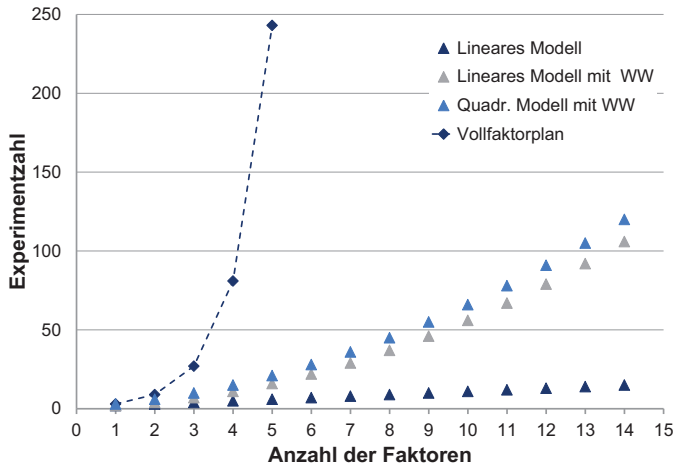


Abbildung 4.28.: Zusammenhang zwischen der Anzahl der Faktoren und der benötigten Experimentanzahl für verschiedene Beschreibungsmodelle sowie für einen Vollfaktorplan

z.B. nicht möglich, verbotene Parameterbereiche, sogenannte Constraints, zu berücksichtigen. Für die Verwendung eines Regressionsmodells sind daher sogenannte optimale Berechnungspläne, die durch die Lösung eines Optimierungsproblems an das verwendete Ersatzmodell angepasst werden, besser geeignet. Bei der Erstellung eines solchen Plans wird zunächst eine Kandidatenliste erstellt, z.B. über einen Vollfaktorplan. Hierbei kann eine beliebige Stufenzahl gewählt werden. Die Liste wird anschließend schrittweise verkleinert. Zunächst werden die Varianten, die in den verbotenen Parameterbereichen liegen, gestrichen. Im Anschluss daran wird die Liste durch einen Such- und Austauschalgorithmus so verändert, dass nur noch die gewünschte Anzahl an Varianten enthalten ist und ein bestimmtes Qualitätskriterium erfüllt wird. Das am weitesten verbreitetste Design ist der D-optimale Versuchsplan. Hierbei wird versucht die Eigenschaften von Gleichung 4.23, die zur Bestimmung der Koeffizienten verwendet wird, zu verbessern. Dafür wird die Determinante  $\left| (X^T X)^{-1} \right|$  minimiert. Auf diese Weise wird der Informationsgehalt, der in die Modellkonstanten einfließt, maximiert [77]. Aber auch andere Qualitätskriterien werden eingesetzt. Beim I-optimalen Versuchsplan z.B. werden die Stützstellen dahingehend optimiert, dass die Varianz der Vorhersage im gesamten Designraum minimiert wird [66]. Ein nach diesem Kriterium optimierter Plan für ein quadratisches Modell mit Zweifachwechselwirkungen ist für drei Faktoren in Abbildung 4.27c neben einem OFAT-Design und

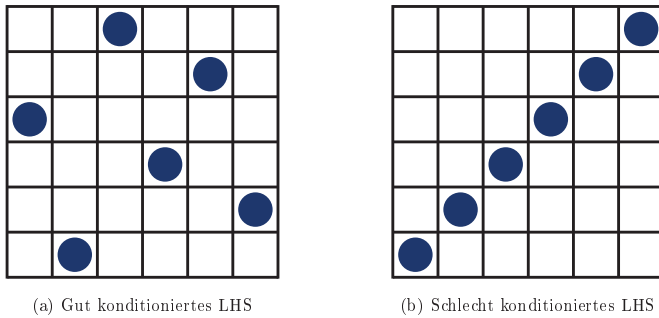


Abbildung 4.29.: Verschiedene Latin Hypercube Samplings mit zwei Faktoren und sechs Stufen [44]

dem Vollfaktorplan dargestellt. Für die Optimierung in Kapitel 5 kommen ebenfalls I-optimale Pläne zum Einsatz, da sie gut für eine Optimierung geeignet sind [43].

Auffällig an der Versuchsanordnung des I-optimales Berechnungsplans in 4.27c ist, dass die überwiegende Zahl der Punkte an den Grenzen der Parameterbereiche liegt, während das Innere von nur wenigen Punkten abgedeckt wird. Weiterhin ist es bei optimalen Versuchsplänen möglich, dass einige Punkte mehrfach auftreten. Damit wird der Tatsache Rechnung getragen, dass Versuchsergebnisse häufig zufällige Fehler aufweisen. Durch optimale Designs in Verbindung mit Regressionsmodellen kann das Systemverhalten trotz dieser Fehler gut bestimmt werden. Bei Computersimulationen treten derartige Fehler nicht auf. Zwar weisen auch sie Fehler auf, diese sind aber nicht stochastischer Natur. Das mehrfache Ausführen einer Simulation bei gleichen Einstellungen führt auch auf ein identisches Ergebnis und ist damit ein deterministisches Ereignis. Aus diesem Grund werden im Umfeld der Computersimulationen vermehrt sogenannte Space-Filling Pläne eingesetzt, bei denen die Punkte räumlich gleichverteilt sind und sich nicht bevorzugt an den Grenzen des Parameterraums befinden [78].

Ein Verfahren, das sehr oft zur Erstellung solcher Pläne genutzt wird, ist das Latin Hypercube Sampling (LHS). Beim LHS besitzt jeder Faktor so viele Stufen wie der erstellte Plan Experimente hat. Auch wenn damit unabhängig von der Anzahl der Faktoren eine beliebige Plangröße erzeugt werden kann, sollten trotzdem genügend Experimente durchgeführt werden, um eine fundierte Aussage durch das gewählte Ersatzmodell zu erhalten. Das LHS basiert auf einer zufälligen Verteilung der Punkte im Raum, wobei jeder Faktor jedes Level nur einmal einnehmen kann. In Abbildung 4.29 sind verschiedene Latin Hypercubes für zwei Faktoren und sechs Experimente dargestellt. Jede Zeile und jede Spalte, die die Stufen der einzelnen Faktoren

ausdrücken, enthält maximal einen Punkt. So können auf einfache Weise sehr gute Berechnungspläne erzeugt werden. Um eine gute Qualität sicherzustellen, lassen sich auch LHS noch weiter optimieren [37][44]. Typische Verfahren, um eine möglichst gleichmäßige räumliche Verteilung der Stützstellen zu erreichen, sind die Maximierung des minimalen Abstands der Punkte oder die Minimierung des maximalen Abstands. Diese auch als MaxiMin und MiniMax bezeichneten Verfahren stellen sicher, dass eine ungünstige Verteilung wie in Abbildung 4.29b nicht auftreten kann. Ein besonderer Vorteil der Space-Filling Pläne ist, dass jeder Faktor auf vielen Stufen untersucht wird. Dadurch lassen sich auch stark nichtlineare Verhalten erkennen. Dieser Vorteil kann allerdings von Regressionsmodellen nicht in vollem Umfang ausgenutzt werden, da dafür eine höhere Polynomordnung nötig wäre, was wiederum zu einer sehr hohen Versuchszahl führt. Interpolationsverfahren dagegen sind in der Lage, sich jeglicher Funktionsform anzunähern, sofern im Versuchsraum hinreichend viele Funktionswerte bekannt sind. Aus diesem Grund sind Space-Filling Pläne vor allem für Interpolationsmodelle interessant.

## 5. Einlasskanaloptimierung für den 2,0l EA888 TFSI Motor von Audi

Der letzte Teil dieser Arbeit befasst sich mit der Anwendung der im vorigen Kapitel vorgestellten Prozesskette zur Einlasskanaloptimierung von Verbrennungskraftmaschinen. Es wird die Optimierung des Einlasskanals für eine neue Baustufe des 2,0l EA888 TFSI Motors von Audi beschrieben. Die Eigenschaften des Motors sowie die Ziele der Optimierung werden im ersten Abschnitt erläutert. Im Anschluss daran wird das verwendete parametrisierte Einlasskanalmodell vorgestellt, bevor mit Hilfe von Ersatzmodellen das Systemverhalten des Systems „Einlasskanal“ analysiert wird. In Abschnitt 5.4 folgt eine Pareto-Optimierung hinsichtlich Durchfluss- und Tumblezahl. Als Ergebnis der Optimierung werden Varianten aus der Paretofront ausgewählt und in Abschnitt 5.5 ausführlich untersucht. Den Abschluss bildet die Überprüfung der Ergebnisse sowohl am Strömungs- als auch am Motorprüfstand, die im letzten Abschnitt dieses Kapitels zusammengefasst ist.

### 5.1. Grundlagen

Beim betrachteten 2,0l EA888 Motor handelt es sich um einen turboaufgeladenen, direkteinspritzenden Ottomotor. Der Vier-Zylinder Motor besitzt einen Hub von 92,8 mm und eine Bohrung von 82,5 mm. Um den Zielkonflikt bei der Kanalauslegung zwischen ausreichend Durchfluss für die Darstellung einer hohen Leistung auf der einen Seite und einer guten Ladungsbewegung in Teillast auf der anderen Seite besser bewerkstelligen zu können, ist der Motor mit einer Ladungsbewegungsklappe (LBK) ausgestattet. Dieses System, welches in Abbildung 5.1 dargestellt ist, ermöglicht eine teilweise Versperrung des Einlasskanals. Die damit verbundene Erhöhung der Einströmgeschwindigkeit und die zusätzliche Veränderung der Einströmcharakteristik verbessert die Ladungsbewegung erheblich. Wegen der damit einhergehenden Verschlechterung der Durchflusseigenschaften kann die LBK im Kennfeld allerdings nur bei niedriger Last und geringer Drehzahl geschlossen werden. Um die Wirksamkeit der LBK zu verbessern, werden die Einlasskanäle mit sogenannten Tumbleblechen ausgestattet (vgl. Abb. 5.1). Auf diese Weise wird die Verringerung des Kanalquerschnitts, die durch die Klappe gesteuert wird, bis nah an die Einlassventile aufrechterhalten. Erst durch diese konstruktive Maßnahme wird die hohe positive Wirkung auf die Ladungsbewegung erzielt. Auch wenn es grundsätzlich möglich

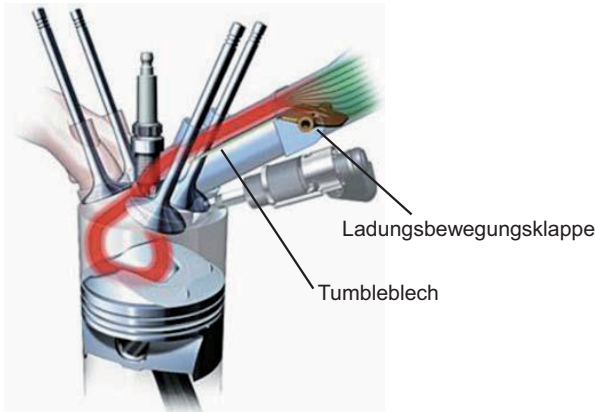


Abbildung 5.1.: Ladungsbewegungsklappe und Tumbleblech[9]

ist, das Tumbleblech bei der Optimierung mit zu berücksichtigen, wird es hier zunächst vernachlässigt. Dies hat zweierlei Gründe. Zum einen wird der automatische Vernetzungsprozess erschwert, sowie die Zellzahl bei der Vernetzung des Einlasskanals erhöht und zum anderen wird die Parameterzahl bei der Optimierung vergrößert, da zusätzliche Parameter für die Definition des Tumbleblechs eingeführt werden müssen. Beides erhöht den Aufwand für die Optimierung deutlich. Da weiterhin der Einfluss des Blechs auf die Strömung bei offener Klappe mit einer guten konstruktiver Auslegung gering gehalten werden kann, wird das Blech erst nach der Optimierung in die neue Kanalgeometrie eingebracht.

Für die folgende Optimierung wird ein Betriebspunkt ausgewählt, der aufgrund einer relativ niedrigen Drehzahl kritisch bezüglich der Ladungsbewegung ist und bei dem gleichzeitig eine so hohe Last anliegt, dass die LBK nicht zum Einsatz kommt. Ein solches Beispiel ist der Lastpunkt  $2000 \text{ min}^{-1}$ , 12 bar effektiver Mitteldruck, der damit die Basis für alle im weiteren Verlauf beschriebenen Simulationen darstellt. Der effektive Mitteldruck gibt dabei die hubraumspezifische effektive Leistung des Motors an, die sich aus der gemessenen Leistung nach der Formel

$$p_{me} = P_e \frac{i}{n_M V_H z}, \quad i = 2 \text{ (Viertaktmotor)} \quad (5.1)$$

berechnet [19].

Prüfstandsversuche mit der aktuellen Einlasskanalvariante, im Folgenden als Basis bezeichnet, haben bereits gute Gemischbildungs- sowie Verbrennungseigenschaften gezeigt, sodass das vorliegende Ladungsbewegungsniveau als ausreichend betrachtet wird. Weiterhin steht, wie bereits

erwähnt, für die kritischen Teillastbereiche eine LBK zur Verfügung, sodass das vorrangige Ziel der Optimierung nicht die Verbesserung der Ladungsbewegung, sondern die Maximierung der Durchflusszahl ist. Als Optimierungsstrategie kommt damit neben einer Pareto-Optimierung auch eine Ein-Ziel-Optimierung mit Nebenbedingung in Frage. Dennoch wird eine Pareto-Optimierung durchgeführt, da der Optimierungsalgorithmus ohnehin auf einem mathematischen Ersatzmodell arbeitet und damit die Anzahl der Versuchsauswertungen eine untergeordnete Rolle spielt. Die Pareto-Optimierung hat außerdem den Vorteil, dass für zukünftige Untersuchungen Tumble-optimierte Varianten für unterschiedliche Durchflusszahlen zur Verfügung stehen.

Nachdem die motorseitigen Randbedingungen sowie das Optimierungsziel festliegen, müssen die Simulationseigenschaften definiert werden. Die räumliche und zeitliche Diskretisierung erfolgt nach den ermittelten Einstellungen aus Abschnitt 4.3. Schwieriger stellt sich dagegen die Wahl der Randbedingungen dar. Bei der Simulation eines bekannten Motors haben sich Druck- oder Massenstromverläufe aus Ladungswechselsimulationen als Randbedingungen bewährt. In diese 1D-Simulationen gehen aber bereits Kenngrößen des Einlasskanals wie z.B. der ventilhübenabhängige Durchflussbeiwert mit ein, sodass die Druck- oder Massenstromverläufe nur für den Basiskanal korrekt sind. Eine Kopplung der 1D- und 3D-Simulationen im Rahmen der Optimierung ist aus Gründen der Rechenzeit nicht möglich, sodass bei den Randbedingungen ein Kompromiss eingegangen werden muss. Eine Möglichkeit besteht darin, sich bei der Optimierung von den motornahen Randbedingungen zu lösen und konstante Druckrandbedingungen, z.B. auf Umgebungsniveau, an Ein- und Auslass anzunehmen. Auf diese Weise wird eine Vergleichsbasis geschaffen, die einen fairen Vergleich zwischen den Varianten zulässt. Ein weiterer Vorteil dieser Methode ist, dass die Optimierung bereits in einer frühen Entwicklungsphase des Motors durchgeführt werden kann, selbst dann, wenn noch kein Ladungswechselmodell des Motors vorhanden ist. Als Nachteil muss allerdings die Abweichung vom realen Motorverhalten angesehen werden, was insbesondere in Betriebspunkten und bei Motoren, bei denen die gasdynamischen Effekte der Aufladung eine große Rolle spielen, kritisch sein kann. Die zweite Möglichkeit besteht in der Verwendung von den Druck- oder Massenstromverläufen des Basiskanal als Randbedingung für alle Optimierungsrechnungen. Dem Vorteil der motornahen Randbedingungen steht hier der Nachteil gegenüber, dass die Randbedingungen nicht für jeden Kanal exakt sind. Um den Einfluss der verschiedenen Arten der Randbedingung auf die Optimierung zu bewerten werden vierzig Geometrievarianten zum einen mit Massenstrom- und Druckverläufen und zum anderen mit konstanten Druckrandbedingungen auf Umgebungsniveau berechnet. Das Ergebnis dieser Untersuchung zeigt, dass zwischen den Simulationen mit unterschiedlichen Randbedingungen eine gute Korrelation sowohl bzgl. der Durchfluss- als auch bzgl. der Tumblezahl besteht, sodass die Wahl der Randbedingungen eine untergeordnete Rol-

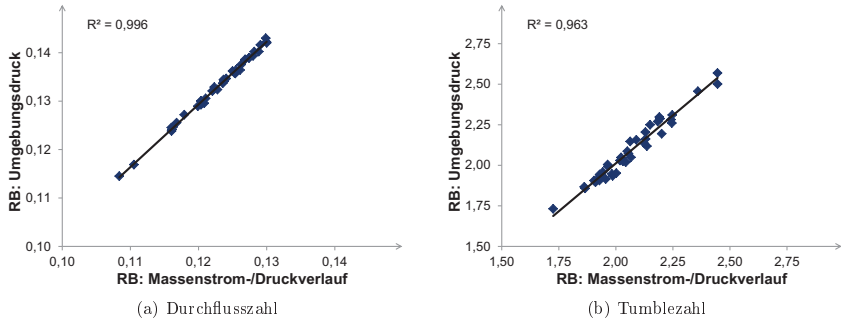


Abbildung 5.2.: Verhalten der Zielgrößen bei unterschiedlichen Randbedingungen (RB)

le spielt. In Abbildung 5.2 sind die Ergebnisse für die transiente Durchflusszahl und für die Tumblezahl dargestellt. Einschränkend sei an dieser Stelle angemerkt, dass die Aussage nicht allgemeingültig ist, da sich die Studie nur auf den betrachteten Betriebspunkt von  $2000 \text{ min}^{-1}$ , 12 bar bezieht. Es ist daher nicht sichergestellt, dass das Ergebnis auch auf Motoren oder Betriebspunkte, bei denen die Gasdynamik eine größere Rolle spielt, übertragen werden kann. Die Wahl der Randbedingungen ist daher im Einzelfall zu prüfen und hängt neben dem Motor und Betriebspunkt auch vom Ziel der Optimierung ab. Im weiteren Verlauf dieser Arbeit werden Massenstrom- und Druckverläufe verwendet, da eine Optimierung im Bereich der Basisvariante angestrebt ist.

Abschließend ist noch die Entscheidung des Turbulenzmodells zu treffen, die bereits in Unterabschnitt 4.3.4 angesprochen wurde. Für die Optimierung stellt sich die Frage, ob die höhere Genauigkeit des  $k-\omega$ -SST Turbulenzmodells durch das Auflösen kleinerer Strukturen zu einem unterschiedlichen Systemverhalten führt als der Einsatz des einfacheren  $k-\epsilon$  Modells. Um dies zu überprüfen wird in Abschnitt 5.3 zunächst mit beiden Turbulenzmodellen das Systemverhalten ermittelt und im Anschluss das Turbulenzmodell für die Optimierung festgelegt.

## 5.2. Parametrisiertes Einlasskanalmodell

Ein parametrisiertes CAD-Einlasskanalmodell ist die Grundlage für die in dieser Arbeit eingesetzte Optimierungsmethode. Die Erstellung des CAD-Modells ist dabei nicht Teil der Arbeit, es wird als Eingangsgröße behandelt und muss mehrere Anforderungen erfüllen. Zunächst muss es in der Lage sein, so viele technisch sinnvolle Varianten wie möglich darstellen zu können. Nur so ist gewährleistet, dass am Ende auch eine möglichst optimale Geometrie gefunden wird, da



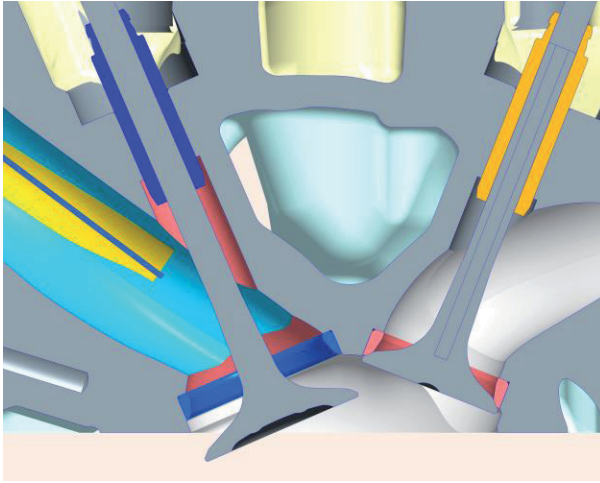


Abbildung 5.3.: Schnittbild durch einen Zylinderkopf

das Optimierungsergebnis immer ein Element aus der Menge der darstellbaren Varianten des verwendeten Modells ist. Bei Serienmotorköpfen, die im Allgemeinen gegossen sind, setzt sich die vollständige Definition der Kanalgeometrie aus der Beschreibung des Gießkerns und der bearbeiteten Flächen zusammen. Abbildung 5.3 zeigt ein Schnittbild durch einen Zylinderkopf. In hellblau ist der Teil der Kanalgeometrie dargestellt, der vom Gießkern bestimmt wird. Um Gußtoleranzen auszugleichen wird die Gußkontur beim Übergang zum Sitzring (dunkelblau) mit Hilfe eines Formbohrers mechanisch nachbearbeitet (rot). Das verwendete Modell deckt mit Hilfe von mehr als 15 Parametern einen großen Bereich aller technisch sinnvollen Varianten ab und erhöht damit die Wahrscheinlichkeit, eine Lösung zu finden, die sehr nah am absoluten Optimum liegt. Dabei beeinflussen außer Pa4 alle im folgenden beschriebenen Parameter lediglich den Gießkern. Der Parameter Pa4 ermöglicht in seinem vollen Parameterbereich zudem den Einsatz verschiedener Formbohrergeometrien. Details dazu sind am Ende des Abschnitts bei der Vorstellung der einzelnen Parameter beschrieben. Eine Reduzierung der Zahl der Parameter, oder eine andere Wahl der Parametrisierung kann zu einem anderen Optimum führen. Eine weitere Anforderung ist die Darstellbarkeit der optimierten Geometrie im Motor. Dafür muss der Einlasskanal auf der einen Seite gussgerecht konstruiert sein und auf der anderen Seite darf der zur Verfügung stehende Bauraum nicht überschritten werden. Beides wird im verwendeten Modell berücksichtigt. Zur Sicherstellung der Fertigbarkeit im Gussprozess werden

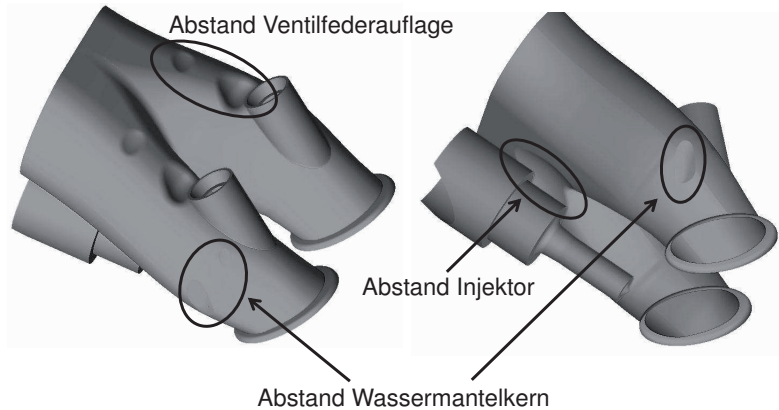


Abbildung 5.4.: Berücksichtigung des vorhandenen Bauraums

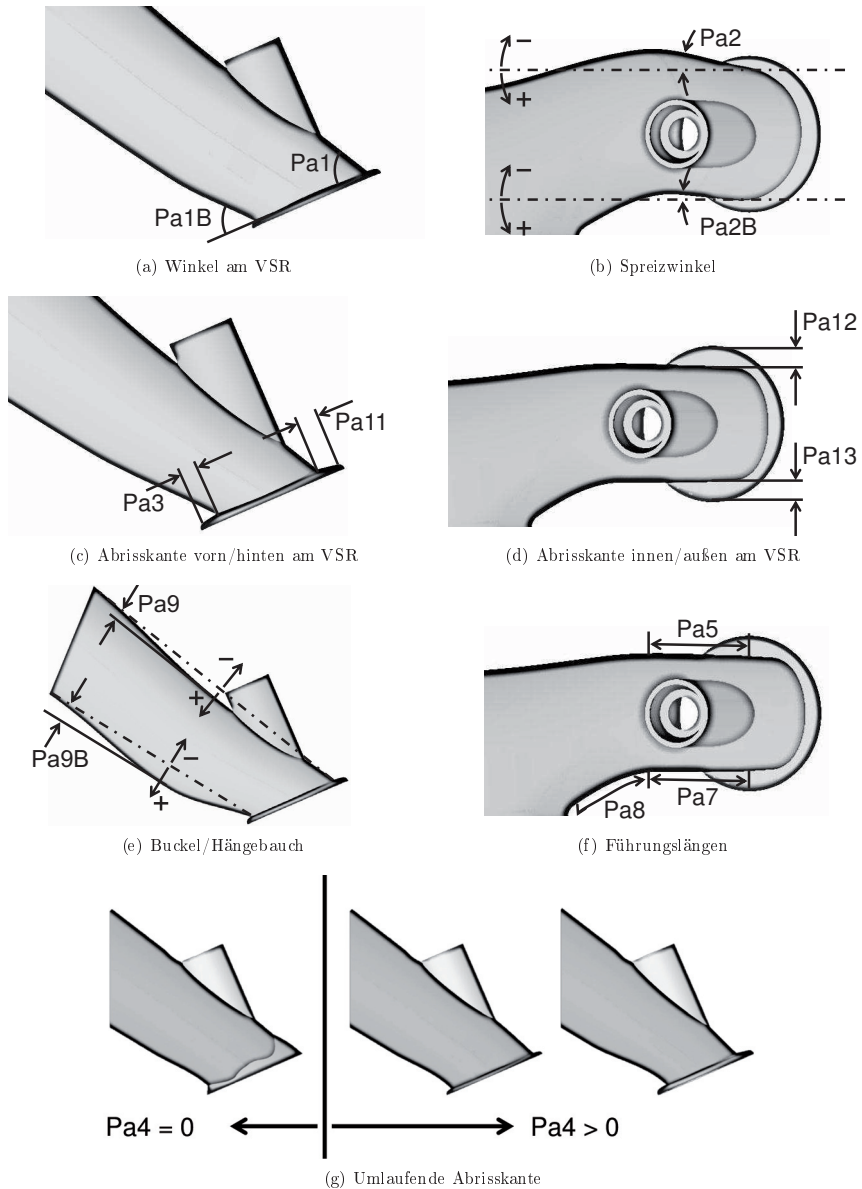
minimale Radien eingehalten und die Ausformbarkeit wird gewährleistet. Die Berücksichtigung des verfügbaren Bauraums geschieht über die Definition minimaler Wanddicken zu umliegenden Bauteilen, wie z.B. Öl- und Wasserkreisläufen oder Schraubenpfeifen. In Abbildung 5.4 ist eine willkürliche Kanalgeometrie dargestellt, die sowohl mit dem Injektor als auch mit der Ventildfederauflage sowie mit dem Wassermantelkern in Konflikt steht. An den entsprechenden Stellen entstehen dadurch Einschnitte im Kanal, die den Mindestabstand sicherstellen. Auf diese Weise ist gewährleistet, dass das Optimum am Ende auch im Motor umsetzbar ist. Für eine Potenzialanalyse kann diese Funktion deaktiviert werden, sodass die Kanalform unabhängig von Bauraumbegrenzungen ist. Bei der Untersuchung des Systemverhaltens sowie der anschließenden Optimierung, die in den folgenden Abschnitten beschrieben sind, wird im Sinne einer Potenzialabschätzung der Abstand zum Wassermantel zunächst nicht beachtet. Der Einfluss der notwendigen Veränderungen am Kanal, die den Mindestabstand sicherstellen, wird im Anschluss in Abschnitt 5.5 untersucht und bewertet.

Im weiteren Verlauf werden die einzelnen Parameter kurz vorgestellt, wobei nur auf diejenigen näher eingegangen wird, die als Faktoren in die Optimierung eingehen. Weitere Parameter wie zum Beispiel die Flanschlage werden nicht näher erläutert, da sie durch die Motorgeometrie festgelegt sind und nicht variiert werden dürfen. Alle 14 veränderlichen Geometrieparameter

Name	Parameter	Bereich	Einheit
Pa1	Winkel am Ventilsitzring (oben)	65 – 85	°
Pa1B	Winkel am Ventilsitzring (unten)	50 – 60	°
Pa2	Spreizwinkel außen	-7 – 7	°
Pa2B	Spreizwinkel innen	-7 – 7	°
Pa3	Abrisskante hinten	0 – 3	mm
Pa4	Umlaufende Abrisskante	0,1 – 1,8	mm
Pa5	Führungslänge am Ventilsitzring (außen)	3 – 17	mm
Pa7	Führungslänge am Ventilsitzring (innen)	5 – 15	mm
Pa8	Rippenansatz	14 – 29	mm
Pa9	Buckel/Hängebauch oben	-1 – 4	mm
Pa9B	Buckel/Hängebauch unten	-1 – 4	mm
Pa11	Abrisskante vorn	0 – 1	mm
Pa12	Abrisskante außen	0 – 2	mm
Pa13	Abrisskante innen	0 – 2	mm

Tabelle 5.1.: Liste der Geometrieparameter

sind zum einen in Tabelle 5.1 aufgelistet und zum anderen in Abbildung 5.5 dargestellt. Der Großteil der Parameter greift direkt am Ventilsitzring an, da dort der Einfluss auf das Einstromverhalten in den Zylinder am größten ist. Bei den ersten vier Parametern handelt es sich um Winkel. Dies sind zum einen die Parameter Pa1 und Pa1B, die die Winkel am Ventilsitzring (Abb. 5.5a) beschreiben und zum anderen die Spreizwinkel Pa2 und Pa2B (Abb. 5.5b). Sie ermöglichen neben einer parallelen Zuführung sowohl eine „O-beinige“ als auch eine „X-beinige“ Konfiguration. Einen direkten Einfluss auf den engsten Querschnitt und damit auf die Strömungsgeschwindigkeiten haben die Abrisskanten an jeder Seite des Ventilsitzrings, die über die Parameter Pa3 und Pa11-Pa13 gesteuert werden können (Abb. 5.5c und d). Weiterhin ist eine Auslenkung des Kanals aus der direkten Verbindung zwischen Ventilsitzring und Flansch über die Parameter Pa9 und Pa9B (Abb. 5.5e) möglich. Nach der charakteristischen Form, die je nach Vorzeichen einem „Buckel“ oder einem „Hängebauch“ entspricht, werden Pa9 und Pa9B auch als Buckel/Hängebauch oben bzw. unten bezeichnet. In Abbildung 5.5f sind die Führungslängen innen (Pa7) und außen (Pa5) sowie der Rippenansatz (Pa8) dargestellt. Die Parameter Pa7 und Pa8 müssen bei der Erstellung des Berechnungsplans gemeinsam begrenzt werden, da eine zu frühe Kanaltrennung, bedingt durch große Werte beider Parameter, die Flanschfläche unzulässig verformt. Bei allen bisher beschriebenen Parametern führt eine Verstellung der Parameterwerte zu einer kontinuierlichen Veränderung der Geometrie. Der letzte noch fehlende Faktor Pa4 steuert, wie bereits am Anfang des Abschnitts erwähnt, unter anderem die Kontur des Formbohrers. Hierbei weist er zwei Bereiche auf (Abb. 5.5g). Steht er auf Null, so kommt ein Formbohrer zum Einsatz, der einen quasi-tangentialen Übergang zwischen der oberen Gieß-



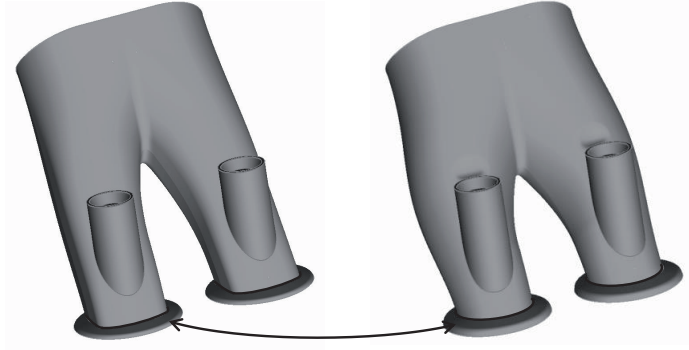


Abbildung 5.6.: Auswirkungen der unterschiedlichen Abrisskanten auf die Einlasskanalform

kontur und der bearbeiteten Fläche erzeugt. Nimmt  $Pa_4$  dagegen einen Wert im Bereich von 0,1 mm aufwärts ein, wird ein Formbohrer mit flachem Fräskopf verwendet und es entsteht eine umlaufende Abrisskante. Der Einzug auf jeder Seite des Kanals setzt sich dabei aus dem Wert von  $Pa_4$  und dem der jeweiligen Abrisskante ( $Pa_3$ ,  $Pa_{11-13}$ ) zusammen. Ist der Anteil der einzelnen Abrisskanten groß gegenüber  $Pa_4$ , führt dies zu relativ geraden Abrisskanten wodurch der Kanal einen eckigen Charakter aufweist. Demgegenüber bewirkt ein großer Wert von  $Pa_4$  einen gleichmäßigen Einzug auf dem gesamten Umfang, sodass der Kanal überwiegend rund bleibt (vgl. Abb. 5.6). Für das Geometriemodell stellt eine nicht kontinuierliche Geometrieänderung, wie sie im Wertebereich von  $Pa_4$  enthalten ist kein Problem dar. Bei der Verwendung von Ersatzmodellen muss sie allerdings berücksichtigt werden, da eine sprunghafte Änderung der Geometrie, wie sie bei einer Verstellung von Null auf 0,1 mm auftritt, auch einen Sprung in der Zielgröße nach sich zieht, der von Ersatzmodellen nicht gut erfasst werden kann. Aus diesem Grund müssen die beiden Fälle  $Pa_4$  gleich Null und  $Pa_4$  größer oder gleich 0,1 mm getrennt untersucht werden. Im weiteren Verlauf wird ausschließlich die Variante mit umlaufender Abrisskante, also  $Pa_4$  größer als Null, beschrieben, da sie im gewünschten Zielgrößenbereich die besseren Ergebnisse liefert. Die Untersuchungsergebnisse mit quasitangentialem Fräser werden in dieser Arbeit nicht weiter dargestellt, da sie für das Ergebnis der Optimierung keine Rolle spielen.

Ersatzmodell	$\alpha_K$	Tumble
Regression	0,995	0,911
RBF	0,996	0,926
Kriging ( $\theta = 0,005$ )	0,993	0,883
Kriging ( $\theta = 0,01$ )	0,996	0,921
Kriging ( $\theta = 0,1$ )	0,980	0,859
Kriging ( $\theta = 1$ )	0,268	0,285

Tabelle 5.2.: Bestimmtheitsmaße für unterschiedliche Ersatzmodelle

### 5.3. Systemverhalten: Effekte und Wechselwirkungen

Mit der Definition der Simulationsrandbedingungen und dem zur Verfügung stehenden parametrisierten Einlasskanalmodell sind alle Voraussetzung für eine Optimierung vorhanden. Dafür kommt die in Abschnitt 4.4 vorgestellte Prozesskette einer Mehr-Ziel-Optimierung auf Basis eines mathematischen Ersatzmodells zum Einsatz. Die Verwendung eines Ersatzmodells ermöglicht eine umfassende Untersuchung des betrachteten Systemverhaltens, auf dessen Basis ein weiterer Vergleich der Ergebnisse unterschiedlicher Turbulenzmodelle durchgeführt werden kann.

Wenn, wie in diesem Fall, keine Vorkenntnisse über die Wirkung der einzelnen Parameter vorliegen, ist es sinnvoll, das Systemverhalten zunächst in einem großen Parameterbereich zu untersuchen. Dafür wird mit den Parametergrenzen aus Tabelle 5.1 ein I-optimaler Versuchsplan für ein Ersatzmodell zweiter Ordnung mit Wechselwirkungen erstellt. Wie bereits beschrieben hat dieser Plan den Vorteil, dass die einzelnen Punkte so im Raum verteilt sind, dass sich die Effekte und Wechselwirkungen wenig vermischen und so sehr gut voneinander getrennt betrachtet und analysiert werden können. Für 14 Parameter ergibt sich nach Gleichung 4.40 eine minimale Plangröße von 120 Varianten.

Obwohl ein solcher Plan für ein Regressionsmodell zweiter Ordnung optimiert ist, werden alle in Unterabschnitt 4.4.3 vorgestellten Ersatzmodelle auf derselben Datenbasis erstellt und es wird ein Vergleich der Modellgüte durchgeführt. Bei allen CFD-Simulationen dieser ersten Studie wird das k- $\epsilon$  Modell verwendet. Die Qualität der Ersatzmodelle wird mit weiteren 50 Testvarianten überprüft, die über ein LHS im Raum verteilt sind. Während das Polynom-Modell und die radialen Basisfunktionen keine zusätzlichen Einstellungen benötigen, müssen beim Kriging-Ersatzmodell noch die Modellparameter  $\theta_k$  und  $p$  bestimmt werden. Für  $p$  wird dabei für alle Modelle ein Wert von zwei, der für einen glatten Funktionsverlauf sorgt, verwendet. Als Reichweitenfaktoren  $\theta_k$  werden Werte von 0,005, was einem sehr weitreichenden Einfluss entspricht, bis 1, wodurch eine lokale Anpassung erfolgt, getestet. Tabelle 5.2 enthält für alle Ersatzmodelle die Bestimmtheitsmaße nach Formel 4.36, die aus den Testpunkten bestimmt

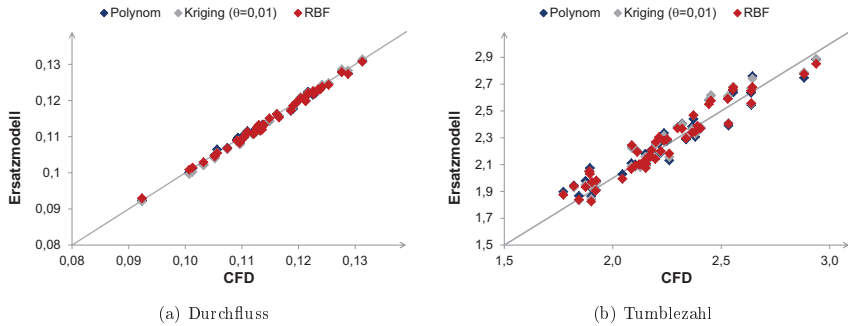


Abbildung 5.7.: Validierung der Ersatzmodelle auf Basis von 50 Testpunkten

sind. Bei den Kriging Verfahren liefert ein Reichweitenfaktor von 0,01 die besten Ergebnisse, weshalb dieser für alle weiteren Untersuchungen eingesetzt wird. In Abbildung 5.7 sind für die 50 Testvarianten die Approximationen der Ersatzmodelle über den Ergebnissen der CFD-Simulationen aufgetragen. Bei der Betrachtung der Ergebnisse wird nach den beiden Zielgrößen unterschieden. Dass die Durchflusszahl von allen Modellen sehr gut wiedergegeben wird, ist bereits in Diagramm 5.7a sichtbar, da alle Punkte auf der Winkelhalbierenden liegen. Mit Werten durchweg größer als 0,99 bestätigen die Bestimmtheitsmaße die gute Übereinstimmung.

Eine derart gute Abbildungsgüte ist für die Tumblezahl nicht gegeben. Aber auch hier zeigen alle verwendeten Modelle mit  $R^2$ -Werten über 0,9 eine gute Qualität. In Abbildung 5.7b ist allerdings zu erkennen, dass die Streuung der Ersatzmodell-Approximationen um den realen CFD-Wert deutlich größer ist als beim Durchfluss. Trotz allem wird das globale Systemverhalten gut wiedergegeben. Zwischen den einzelnen Modellen sind dabei keine wesentlichen Unterschiede festzustellen. Es kann also festgehalten werden, dass auch die Interpolationsmodelle in der Lage sind auf einem für ein Regressionsmodell optimierten Plan, bei dem viele Varianten an den Grenzen des Parameterraums liegen, gute Ergebnisse zu liefern.

Für die weitere Analyse des Systemverhaltens wird das quadratische Regressionsmodell verwendet. Zunächst wird eine globale varianz-basierte Sensitivitätsanalyse durchgeführt, um die wesentlichen Parameter zu identifizieren. Anschließend werden ihre Auswirkungen auf die Zielgrößen betrachtet. Nach der Untersuchung des Systemverhaltens, welches für beide Turbulenzmodelle durchgeführt wird, werden die beiden Ergebnisse miteinander verglichen.

Die Sensitivitätsanalyse wird mit der in Optimus implementierten Methode nach Sobol durchgeführt. Dies ist eine varianz-basierte Analyseverfahren, deren Ergebnis Sobol Indizes sind, die globale Sensitivitäten ausdrücken. Je größer der Wert, desto größer ist der Einfluss der Ein-

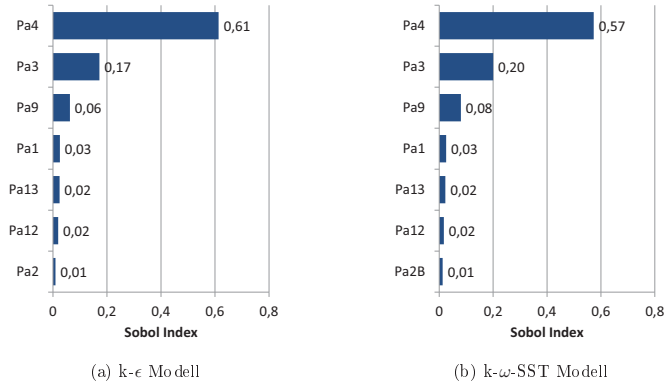


Abbildung 5.8.: Sobol Indices der einflussreichsten Parameter für die Durchflusszahl

gangsgröße auf das Verhalten der Zielgröße. Weitere Details zur Methode können dem Optimus User Guide [67] oder Schwieger [76] entnommen werden. In Abbildung 5.8 sind die Sobol Indices für die Zielgröße Durchflusszahl dargestellt. Der mit Abstand einflussreichste Parameter ist die umlaufende Abrisskante Pa4. Dies ist auch nicht überraschend, da über diesen Parameter direkt der engste Kanalquerschnitt beeinflusst wird. Die nächsten Parameter sind die Abrisskante unten, die ebenfalls die freie Fläche am Sitzring beeinflusst sowie die Parameter Pa9 und Pa1, die über den Abstand zur Kanalachse und den Winkel am VSR die obere Kontur des Kanals festlegen. Es folgen weitere Abrisskanten und der Spreizwinkel außen. Diese haben in ihrem Parameterbereich aber nur noch einen geringen Einfluss auf die Zielgröße.

Beim Vergleich der Turbulenzmodelle fällt auf, dass beide nahezu dasselbe Ergebnis liefern. Die Reihenfolge der bedeutenden Parameter ist identisch und auch die Gewichtung ist nahezu gleich. Dass das Systemverhalten trotz der Strömungsunterschiede, die in Unterabschnitt 4.3.3 beschrieben wurden, so ähnlich ist, lässt sich dadurch erklären, dass in die Durchflusszahl lediglich integrale Größen aus der Ansaugphase eingehen. Dies ist zum einen die Differenz zwischen dem Druck am Einlass sowie dem gemittelten Brennraumdruck und zum anderen die einströmende Masse. In Abbildung 5.9a Beim Vergleich der Turbulenzmodelle fällt auf, dass beide nahezu dasselbe Ergebnis liefern. Die Reihenfolge der bedeutenden Parameter ist identisch und auch die Gewichtung ist nahezu gleich. Dass das Systemverhalten trotz der Strömungsunterschiede, die in Unterabschnitt 4.3.3 beschrieben wurden, so ähnlich ist, lässt sich dadurch erklären, dass in die Durchflusszahl lediglich integrale Größen aus der Ansaugphase eingehen. Dies ist zum einen die Differenz zwischen dem Druck am Einlass sowie dem gemittelten Brenn-



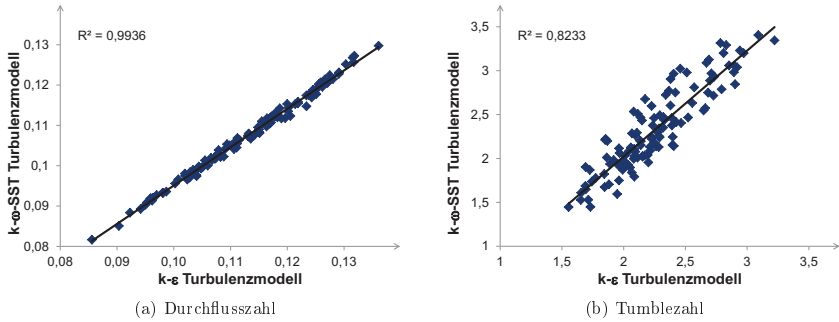


Abbildung 5.9.: Korrelationen zwischen den mit verschiedenen Turbulenzmodellen berechneten Zielgrößen

raumdruck und zum anderen die einströmende Masse. In Abbildung 5.9a ist ebenfalls direkt zu erkennen, dass beide Modelle das gleiche Systemverhalten aufweisen. In dieser Darstellung sind für alle Varianten des Berechnungsplans die Durchflusszahlen beider Turbulenzmodelle übereinander aufgetragen. Dabei liegen alle Varianten fast exakt auf der Ausgleichsgeraden und auch der Korrelationskoeffizient beträgt nahezu eins. Auffällig ist allerdings, dass die Ausgleichsgerade nicht mit der Winkelhalbierenden des ersten Quadranten übereinstimmt, sondern parallel verschoben ist. Diese Verschiebung entsteht durch die unterschiedliche Wandbehandlung der Turbulenzmodelle, wodurch der Reibungsverlust an den Wänden in Folge der Wandschubspannung unterschiedlich groß vorhergesagt wird. Die größere Genauigkeit ist dabei vom  $k-\omega$ -SST Modell zu erwarten, da hier die Wandgrenzschicht aufgelöst wird.

Bevor derselbe Vergleich für die Tumblezahl durchgeführt wird, werden zunächst auch hier die wesentlichen Parameter anhand der Sobol Indizes bestimmt. Für das  $k-\epsilon$  Modell sind die Werte in Abbildung 5.10a dargestellt. Auch hier kommt der umlaufenden Abrisskante (Pa4) die größte Bedeutung zu, da sie die Strömungsgeschwindigkeit beim Übergang in den Brennraum maßgeblich beeinflusst und damit den Impulseintrag kontrolliert. Im Gegensatz dazu übt der zweite Parameter, der Spreizwinkel innen (Pa2B), lediglich Einfluss auf die Einströmrichtung in den Brennraum aus. Darauf folgt die hintere Abrisskante (Pa3), über die der Strömungsabriss am Übergang zwischen Einlasskanal und Sitzring gesteuert wird. Ein weiterer wesentlicher Parameter ist der Buckel/Hängebauch unten (Pa9B), bevor mit abnehmendem Einfluss der Buckel/Hängebauch oben (Pa9) sowie der Winkel am Ventilsitzring unten (Pa1B) folgen.

Für das  $k-\omega$ -SST Turbulenzmodell stellen sich die Verhältnisse etwas anders dar (Abb. 5.10b). Zwar sind die wichtigsten sieben Parameter dieselben, doch hat sich die Gewichtung deutlich

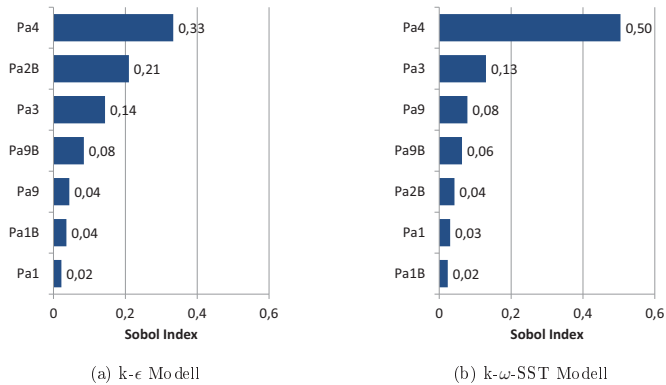


Abbildung 5.10.: Sobol Indices der einflussreichsten Parameter für die Tumblezahl

verschoben. So kommt dem Parameter Pa4 ein wesentlich größerer Einfluss zu, während die Bedeutung des Spreizwinkels innen geringer ist. Die übrigen Parameter, wie die Abrisskante hinten sowie die Buckel/Hängebauchparameter oben und unten, liegen in derselben Größenordnung wie beim k- $\epsilon$  Modell. Durch das übereinander Auftragen der berechneten Tumblezahlen lässt sich wiederum ein guter Vergleich zwischen den Turbulenzmodellen ziehen (Abb. 5.9b). Wie schon bei der Durchflusszahl ist auch hier ein klarer Zusammenhang zu erkennen und die Korrelation ist mit einem Wert von über 0,8 noch passabel, jedoch fällt die deutlich größere Streuung um die Ausgleichsgerade auf. Auf Basis dieser einfachen globalen Bewertung lässt sich bereits feststellen, dass die beiden Modelle hinsichtlich der Durchflusszahl das gleiche Systemverhalten abbilden, während sich bei der Tumblezahl Abweichungen ergeben.

Um das Systemverhalten genauer zu betrachten und die beiden Modelle weiter miteinander zu vergleichen, werden im Folgenden die Haupteffekte der wichtigsten Parameter analysiert. In Abbildung 5.11 sind diese zunächst wieder für die Durchflusszahl dargestellt. Dabei ist die Zielgröße über dem maximalen Intervall des jeweiligen Parameters aufgetragen. Alle übrigen Parameter sind auf den mittleren Wert ihres Definitionsbereichs eingestellt, sodass das Systemverhalten auch nur für diesen lokalen Punkt Gültigkeit besitzt. In allen Diagrammen in Abbildung 5.11 ist die Ordinate im selben Intervall dargestellt. Auf diese Weise ist deutlich zu erkennen, dass die umlaufende Abrisskante den größten Effekt besitzt. Da mit steigendem Parameterwert der engste Querschnitt des Kanals verringert wird, reduziert sich die Durchflusszahl mit größer werdendem Parameterwert. Dasselbe gilt auch für die hintere Abrisskante, bei der der Abfall nahezu linear und trotz eines größeren Parameterbereichs nicht so steil erfolgt. Den

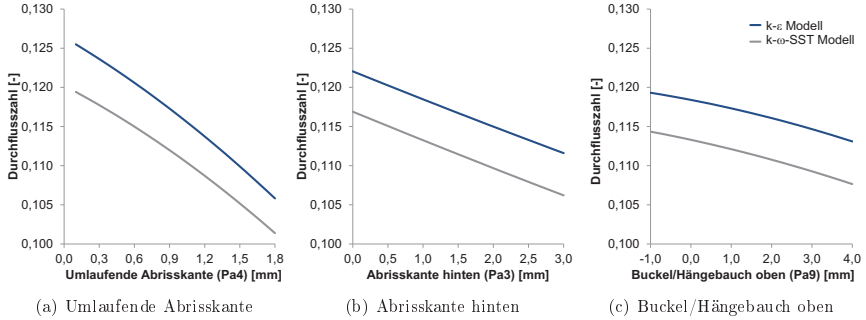


Abbildung 5.11.: Haupteffekte ausgewählter Faktoren auf die Durchflusszahl

kleinsten Effekt weist der Parameter Buckel/Hängebauch oben auf. Ein negativer Wert bedeutet eine konvexe Wölbung der oberen Kanalkontur, während ein positiver Wert einer konkaven Kontur entspricht. Damit beeinflusst dieser Parameter unter anderem den Querschnittsverlauf des Einlasskanals. Für den in Diagramm 5.11 betrachteten Punkt stellt ein negativer Parameter die besten Durchflusseigenschaften dar. Bei derartigen Kanalförmungen ist es wesentlich, dass die Bauraumbegrenzungen berücksichtigt werden, da es ansonsten zu unzulässigen Überschneidungen mit der Ventilfeder Auflage kommt. Bei einem Vergleich der beiden Turbulenzmodelle miteinander fällt auf, dass der Verlauf der Kurven für alle Parameter identisch ist, diese aber zueinander verschoben sind. Daraus folgt, dass der mittlere Durchflusswert aller Varianten voneinander abweicht. Dieses Verhalten ist schon bei der verschobenen Ausgleichsgerade in Abbildung 5.9a aufgefallen und ist auf die unterschiedliche Wandbehandlung zurückzuführen. Durch den nahezu parallelen Kurvenverlauf führt eine Verstellung eines Faktors bei beiden Modellen zu derselben Veränderung der Zielgröße. Da für einen Optimierungsprozess nicht der Absolutwert, sondern lediglich die Reaktion der Zielgröße auf die Veränderung der Faktoren entscheidend ist, verhalten sich bei einer Optimierung beide Modelle gleich.

Dieselbe Betrachtung wird nun auch für die zweite Zielgröße, die Tumblezahl, vorgenommen, bei der sich die Sobol Indizes der beiden Turbulenzmodelle merklich unterschieden haben. Zu erwarten ist daher, dass auch das Systemverhalten deutlicher voneinander abweicht. Diese Vermutung bestätigt sich bei der Betrachtung der Diagramme in Abbildung 5.12. Zwar liegen die Kurvenpaare näher zusammen, was dadurch zustande kommt, dass die mittlere Tumblezahl aller Varianten nahezu identisch ist, dafür verlaufen die Kurven nicht mehr parallel. Da aber auch hier das globale Verhalten ähnlich prognostiziert wird, werden die Effekte der einzelnen Parameter zunächst unabhängig vom Turbulenzmodell beschrieben. Auf die Differenzen wird

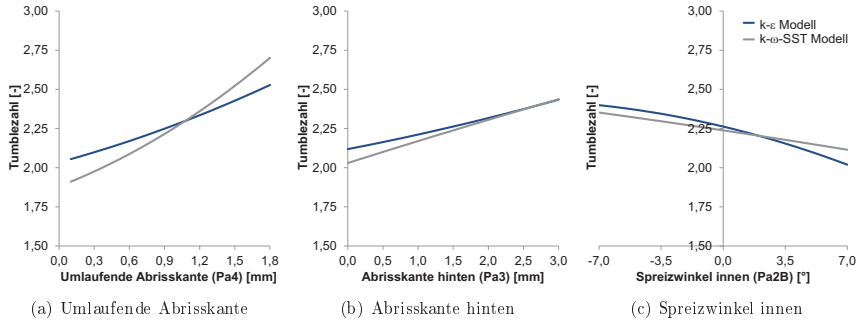


Abbildung 5.12.: Haupteffekte ausgewählter Faktoren auf die Tumblezahl

im Anschluss eingegangen.

Bei beiden Abrisskanten Pa4 und Pa3 weisen die Kurven eine positive Steigung auf, was bedeutet, dass größere Abrisskanten zu einer erhöhten Tumblezahl führen. Durch den engeren Querschnitt wird die Strömungsgeschwindigkeit erhöht und der Impulseintrag in den Brennraum steigt. Wie schon bei der Durchflusszahl ist auch hier der Effekt bei Pa4 stärker ausgeprägt, da der Einzug am ganzen Umfang erfolgt. Bei Pa3 tritt dafür ein zweiter Effekt auf, der sich ebenfalls positiv auf die Tumblezahl auswirkt. Durch einen größeren Einzug an der Rückseite der Ventile wird mehr einströmende Luft über die Ventilverkante (vgl. Abb. 4.17) gezwungen, wodurch der Tumble unterstützt wird. Derselbe Effekt wird häufig auch bei brennraumseitigen Maßnahmen wie z.B. einer Ventilmaskierung ausgenutzt. Während durch Pa3 also sowohl die Einströmrichtung als auch die Fluidgeschwindigkeit beeinflusst wird, ist der Effekt des dritten betrachteten Parameters Pa2B einzig auf die Einströmrichtung zurückzuführen. Im Gegensatz zu den Abrisskanten führt hier ein größerer Wert zu einer reduzierten Tumblezahl. Entsprechend des Kurvenverlaufs in Diagramm 5.12c ist also ein negativer Wert, welcher einen „O-beinigen“ Kanal und ein Einströmen der Luft in Richtung Symmetrieachse bewirkt, förderlich für die Ausbildung einer stabilen Tumblebewegung. Eine ähnliche Feststellung haben auch Fischer u. a. bei ihren Untersuchungen der Tumbleausbildung bei unterschiedlich versperren Einlasskanälen gemacht [21].

Beim abschließenden Vergleich der beiden Turbulenzmodelle fällt auf, dass sich die Kurvenverläufe nicht durch das Vorzeichen der Steigung, sondern lediglich durch deren Betrag sowie die Krümmung unterscheiden. Für die beiden Abrisskanten berechnet das  $k-\omega$ -SST Modell einen größeren Effekt auf die Tumblezahl, wobei bei der umlaufenden Abrisskante der Unterschied deutlicher ausfällt. Wie bereits anhand der Sobol Indizes festgestellt wurde, ist auch an den

Kurvenverläufen erkennbar, dass der innere Spreizwinkel beim  $k-\epsilon$  Modell von größerer Bedeutung ist. Während durch das  $k-\omega$ -SST Modell eine nahezu lineare Abhängigkeit dargestellt wird, ist dies beim  $k-\epsilon$  Modell nicht der Fall. Bemerkbar macht sich das vor allem im positiven Parameterbereich, also bei „X-beiniger“ Kanalführung, in dem die Tumblezahl deutlich steiler abfällt.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass bei der Analyse des Systemverhaltens die wesentlichen Faktoren unabhängig vom Turbulenzmodell sind. Auch die Haupteffekte der betrachteten Faktoren zeigen in beiden Fällen ein ähnliches Verhalten, wenn auch die Stärke der einzelnen Effekte unterschiedlich groß prognostiziert wird. Aufgrund dieser Tatsache ist davon auszugehen, dass bei einer Optimierung abhängig vom Turbulenzmodell unterschiedliche Parameterkombinationen als Optimum bestimmt werden. Da aber alle Haupteffekte unabhängig vom Turbulenzmodell dieselben Trends aufweisen, ist weiterhin zu erwarten, dass eine Optimierung auf Basis des einfacheren und schnelleren  $k-\epsilon$  Modells ebenfalls zu einer deutlich verbesserten Geometrie führt. Da dies aufgrund der geringeren Simulationszeiten und der damit verbundenen kürzeren Optimierungsdauer für einen Standardprozess die wirtschaftlich sinnvollere Option darstellt, werden die folgende Optimierung sowie alle weiteren Untersuchungen mit dem  $k-\epsilon$  Turbulenzmodell durchgeführt.

## 5.4. Optimierungsprozess

Als Optimierungsalgorithmus kommt der in Unterabschnitt 4.4.1 ausführlich beschriebene NSEA+ zum Einsatz. Die hohe Anzahl an Versuchen ist aufgrund der Verwendung des Regressionsmodells kein Problem, sodass als Obergrenze eine Variantenzahl von 20 000 angegeben wird, um sicher die pareto-optimalen Varianten zu finden.

Der erste Optimierungsschritt erfolgt auf Basis des Regressionsmodells, welches im letzten Abschnitt zur Bestimmung des Systemverhaltens verwendet wurde. In Abbildung 5.13 sind in dunkelblau alle 120 Varianten des Berechnungsplans dargestellt und in grün 14 Varianten aus der Pareto-Front, die das in Abschnitt 5.1 definierte Ziel von mehr Durchfluss bei mindestens gleichbleibender Ladungsbewegung erfüllen. Die Werte der Pareto-Front stammen dabei aus der Prognose des Ersatzmodells. Zur Kontrolle werden die ausgewählten Varianten mit CFD nachgerechnet. Die Ergebnisse der Simulationen sind hellblau in Abbildung 5.13 eingetragen. Der mittlere Fehler bezogen auf die Basis beträgt beim Durchflusswert lediglich 0,84 %, bei der Tumblezahl allerdings 8,36 %. Die große Abweichung führt dazu, dass einige Pareto-Varianten des Ersatzmodells auf Basis der realen CFD-Ergebnisse die Pareto-Kriterien nicht mehr erfüllen, und somit keine Optima mehr darstellen. Es ist also festzuhalten, dass das verwendete Ersatzmodell zwar in der Lage ist, die globalen Effekte und Wechselwirkungen darzustellen,

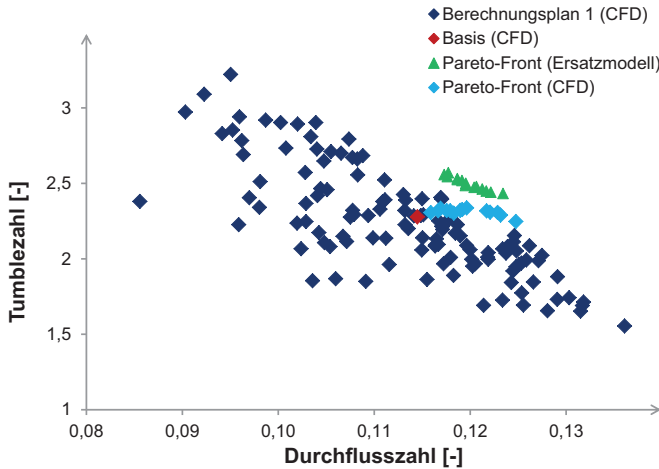


Abbildung 5.13.: Optimierungsergebnis auf Basis des ersten Berechnungsplans

aber für eine Optimierung keine ausreichende Genauigkeit aufweist.

Um das Ersatzmodell auch für den Einsatz in einer Optimierung zu ertüchtigen, muss die Güte der Approximationen verbessert werden. Dafür wird ein neuer Berechnungsplan mit deutlich engeren Parametergrenzen erstellt. Dies ist möglich geworden, da aus den Ergebnissen des ersten Ersatzmodells nun Informationen über das Systemverhalten vorliegen. Durch diese Erkenntnisse wird die Wahrscheinlichkeit, dass durch die Einschränkung des Parameterbereichs optimale Varianten verloren gehen, deutlich verringert. Um die Versuchsanzahl für den neuen Plan zu reduzieren, wäre es weiterhin möglich, auch die Anzahl der Parameter einzuschränken, indem z.B. die Führungslängen aufgrund ihres geringen Einflusses nicht weiter als Faktoren betrachtet werden. Hierauf wird jedoch bewusst verzichtet, da die Anzahl der Parameter mit 14 noch eine überschaubare Versuchsanzahl liefert und so die Ersatzmodelle am Ende gut miteinander verglichen werden können. In Tabelle 5.3 sind die Bereiche der einzelnen Parameter für beide Versuchspläne sowie ihre prozentuale Reduzierung eingetragen. Neben einer Verringerung der Intervalle um durchschnittlich mehr als 60% sind sie bei den Parametern Pa1 und Pa9 außerdem nach unten hin erweitert worden, um das Spektrum an Varianten in interessanten Bereichen gezielt zu vergrößern. Da eine solche Erweiterung nicht Bestandteil der ursprünglichen Testläufe des CAD-Modells war, wird vorab sichergestellt, dass die Kanalgeometrien auch innerhalb der neuen Grenzen fehlerfrei regeneriert werden können. Anstelle der benötigten 120 Varianten

Name	Plan 1	Plan 2	Einheit	Red. in %
Pa1	65–85	60–67	°	65
Pa1B	50–60	50–60	°	0
Pa2	-7–7	-6–-1	°	64
Pa2B	-7–7	-7–-0,1	°	50
Pa3	0–3	0–0,4	mm	87
Pa4	0,1–1,8	0,1–1,2	mm	35
Pa5	3–17	14–17	mm	79
Pa7	5–15	5–9	mm	60
Pa8	14–29	14–18	mm	73
Pa9	-1–4	-2,5–-0,5	mm	60
Pa9B	-1–4	3–4	mm	80
Pa11	0–1	0–0,5	mm	50
Pa12	0–2	0–0,3	mm	85
Pa13	0–2	1,5–2	mm	75

Tabelle 5.3.: Grenzen der Geometrieparameter

für 14 Parameter werden 125 Varianten generiert, sodass bei der Erstellung des Berechnungsplans automatisch eine Qualitätsaussage mitgeliefert werden kann. Analog zu Abbildung 5.13 sind in Abbildung 5.14 die neuen Punkte eingetragen. Die Auswirkungen der eingeschränkten Parametergrenzen auf den Zielgrößenbereich sind deutlich zu erkennen. In den nicht relevanten Gebieten mit geringem Durchfluss oder niedriger Ladungsbewegung sind keine Varianten mehr vorhanden, während im Zielgebiet die Dichte erheblich zugenommen hat. Auf die Erzeugung und Berechnung von neuen Testpunkten wird verzichtet, stattdessen wird analog zum Vorgehen beim ersten Berechnungsplan direkt auf dem neu angepassten quadratischen Regressionsmodell optimiert. Für die Auswahl an Pareto-Varianten, die in Abbildung 5.14 dargestellt sind, wird wiederum der mittlere Fehler ausgewertet. Bezogen auf die Basis beträgt er für die Durchflusszahl nur noch 0,32 % und für den Tumble 2,8 %. Wie auch in Abbildung 5.14 zu erkennen, liegen die approximierten Punkte sehr nah an den realen CFD-Ergebnissen, sodass das Ersatzmodell als ausreichend genau angesehen wird und die Pareto-Front das Ergebnis der Optimierung darstellt.

Die mittleren Fehler der beiden Optimierungen haben gezeigt, dass das neue Ersatzmodell eine bessere Modellqualität aufweist als das alte. Um die Unterschiede besser erkennen zu können sind in den Abbildungen 5.15 und 5.16 die Haupteffekte der wesentlichen Parameter in ihrem jeweiligen Wertebereich dargestellt. Zunächst wird wieder die Durchflusszahl betrachtet. Auffällig ist, dass die Kurven der beiden unterschiedlichen Ersatzmodelle vollständig parallel verlaufen. Abgesehen von einem geringen Offset, drücken also beide Ersatzmodelle dasselbe Systemverhalten aus. Der Offset führt dazu, dass die geschätzten Werte näher am CFD-Ergebnis liegen. Auf

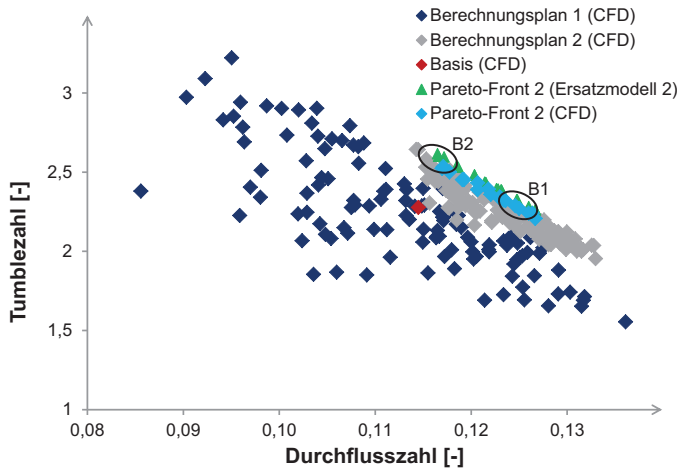


Abbildung 5.14.: Optimierungsergebnis auf Basis des zweiten Berechnungsplans

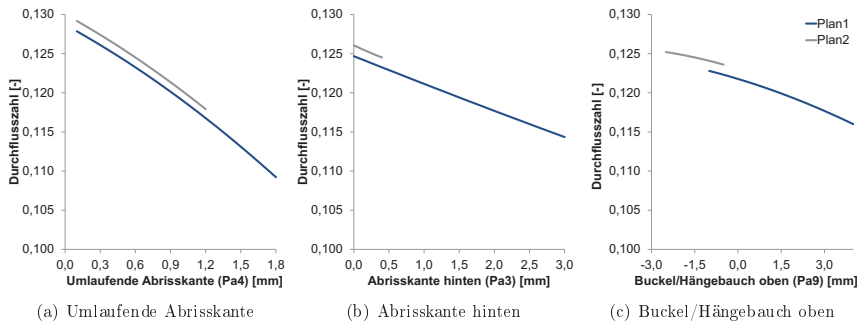


Abbildung 5.15.: Haupteffekte ausgewählter Faktoren auf die Durchflussszahl



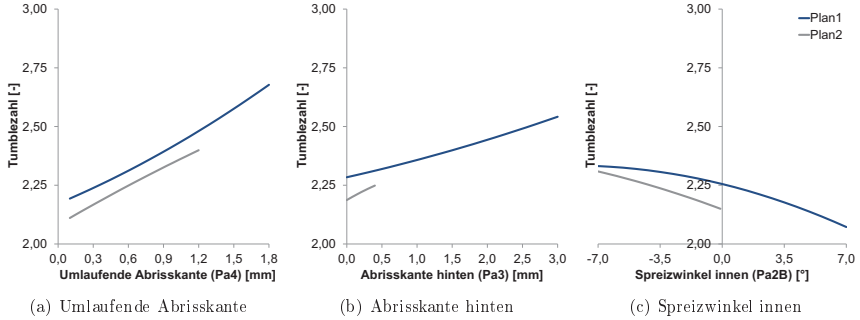


Abbildung 5.16.: Haupteffekte ausgewählter Faktoren auf die Tumblezahl

das Optimierungsergebnis hat er aber keinen Einfluss, da hierfür die Absolutwerte keine Rolle spielen. Bei der Tumblezahl beschränken sich die Unterschiede nicht auf eine Parallelverschiebung. Während die Kurven bei Pa4 noch nahezu parallel verlaufen, ist in dem eingeschränkten Gültigkeitsbereich von Pa3 eine deutlich unterschiedliche Steigung zu erkennen. Bezogen auf den kleinen Parameterbereich ist der Einfluss der hinteren Abrisskante beim zweiten Ersatzmodell größer als beim ersten. Dasselbe gilt auch für den Spreizwinkel innen. Die Unterschiede der einzelnen Effekte führen dazu, dass das neue Ersatzmodell im eingeschränkten Wertebereich eine deutlich bessere Abschätzung der CFD-Ergebnisse liefert, als das Ersatzmodell auf Basis des ersten Berechnungsplans.

Dem Vorteil der genaueren Ersatzmodelle steht eine eingeschränkte Variantenvielfalt gegenüber. Die Gültigkeit der Pareto-Front ist auf einen kleineren Bereich begrenzt. Eine Analyse der Parameterwerte der Pareto-Varianten ergibt, dass die Varianten im Bereich B1 (vgl. Abb. 5.14), also solche, die in etwa den Tumblewert der Basis besitzen, nicht durch die engeren Parametergrenzen limitiert werden. Werden dagegen Varianten in Richtung Maximaltumble (B2, Abb. 5.14) betrachtet, so liegen vor allem die einflussreichen Parameter Pa3, Pa4 und Pa9 an den Grenzen des eingeschränkten Parameterbereichs. Es ist daher wahrscheinlich, dass in diesem Teil des Zielkorridors bei Berücksichtigung des vollen Parameterbereichs Kanalgeometrien möglich sind, die eine weitere Verbesserung darstellen. Um diese Annahme mit geringem Aufwand zu überprüfen, wird ein LHS mit 50 Experimenten in einem engen Parameterbereich um eine Hochtumblevariante der Optimierung des zweiten Berechnungsplans durchgeführt. In Abbildung 5.17 sind die Kanalvarianten dieses Plans in grau dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass bereits einige Varianten des Plans in beiden Zielgrößen besser sind als die Pareto-Varianten der vorhergehenden Optimierung. In grün und blau sind die Pareto-Fronten der beiden Optimie-

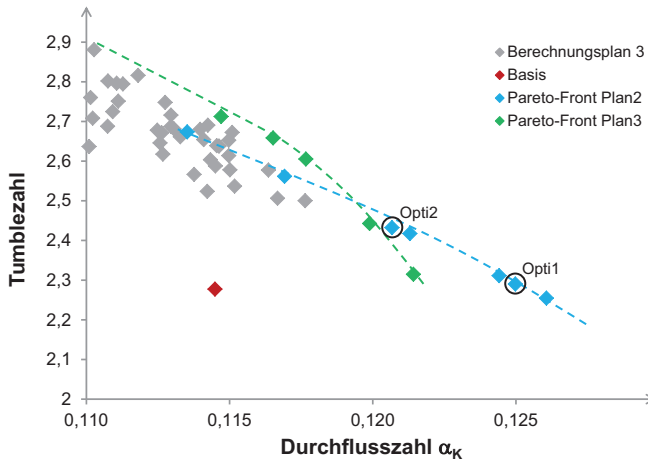


Abbildung 5.17.: CFD-Ergebnisse des dritten Berechnungsplans

rungen mit unterschiedlichen Parameterbereichen angedeutet. Im Bereich hoher Tumblewerte liefert die neue Optimierung (grün) die besseren Ergebnisse, während bei größeren Durchflusszahlen die Varianten der zweiten Optimierung (blau) besser sind. Ursache hierfür sind die unterschiedlichen Parameterbereiche. Eine Einschränkung der Grenzen, um die Qualität von Metamodellen zu verbessern, ist daher nur möglich, wenn das globale Systemverhalten verstanden ist und daher sichergestellt werden kann, dass die gesuchten Optimalvarianten innerhalb der neuen Grenzen liegen. Dies ist hier für das Ziel einer Durchflussoptimierung bei gleicher Ladungsbewegung der Fall, nicht aber für eine vollständige Pareto-Front hin zu maximalen Tumblevarianten.

Als Optimierungsziel wurde eine Variante mit maximalem Durchfluss auf gleichem Ladungsbewegungsniveau festgelegt, sodass aus der Menge der optimalen Punkte derjenige bestimmt wird, der diese Eigenschaften erfüllt. Neben dieser im weiteren Verlauf als „Opti1“ bezeichneten Variante wird noch eine weitere Variante „Opti2“ ausgewählt, die eine gleichzeitige Verbesserung beider Zielgrößen darstellt. Beide Optima sind in Abbildung 5.17 eingezeichnet. Die Werte der Zielgrößen sind zusammen mit denen des Basiskanals in Tabelle 5.4 dargestellt. Die zugehörigen Parameterwerte können Anhang A.4 entnommen werden. Im folgenden Abschnitt werden beide Kanalvarianten ausführlich numerisch untersucht, bevor in Abschnitt 5.6 die Ergebnisse von Prüfstandsversuchen präsentiert werden.

Variante	$\alpha_K^{trans}$	Tumblezahl
Basis	0,114	2,28
Opti1	0,125	2,29
Opti2	0,121	2,43

Tabelle 5.4.: Zielgrößen ausgewählter Geometrievarianten

Zusammenfassend ist festzuhalten, dass der erste Berechnungsplan keine ausreichende Genauigkeit für eine Optimierung aufwies. Durch eine Einschränkung des Parameterbereichs konnte im gewünschten Zielintervall eine Pareto-Front generiert werden, aus der die Varianten Opti1 und Opti2 für weitere Untersuchungen ausgewählt wurden. Für die Ermittlung von Hochtumblevarianten haben sich die engeren Parametergrenzen als limitierend herausgestellt. Die Simulation eines weiteren Berechnungsplan hat bestätigt, dass in diesem Bereich bessere Varianten möglich sind, wobei keine detaillierte Optimierung durchgeführt wurde, da dieser Tumblebereich für das Brennvorgang des Zielmotors nicht von Interesse ist.

## 5.5. Detailbetrachtung ausgewählter Kanalvarianten

Nachdem im letzten Abschnitt die einzelnen Kanalvarianten lediglich anhand ihrer Parameter und Zielgrößen beurteilt wurden, findet in diesem Abschnitt eine detaillierte Untersuchung der beiden Optima statt. Nach einem geometrischen Vergleich wird die Fertigbarkeit sowie der Einfluss von Fertigungstoleranzen überprüft. Im Anschluss erfolgt die Kontrolle der Durchflusswerte anhand von stationären Strömungssimulationen entsprechend einem Stationärprüfstand. Am Ende des Abschnitts wird ein Vergleich der Tumble- und TKE-Verläufe sowie der Strömungsstrukturen der verschiedenen Varianten durchgeführt.

In Abbildung 5.18 sind alle Kanalvarianten dargestellt. Dabei fällt direkt die große Ähnlichkeit der beiden optimierten Kanalvarianten auf. Diese zeigt sich auch bei einem Vergleich der Parameter (vgl. Anhang A.4). Der einzige deutlich abweichende Faktor, der damit zur unterschiedlichen Lage auf der Pareto-Front führt, ist die umlaufende Abrisskante, die nach der Systemanalyse in Abschnitt 5.3 auch beide Zielgrößen am stärksten beeinflusst. Bei Kanal Opti1 beträgt Pa4 lediglich 0,35 mm, bei Variante Opti2 ist er dagegen mit 0,7 mm doppelt so groß. Im betrachteten Bereich der Pareto-Front wird die Lage der Optima also vor allem über die umlaufende Abrisskante beeinflusst, während sich alle übrigen Parameter nur gering unterscheiden. Bei der weiteren Betrachtung der Kanalform fallen zwei Eigenschaften besonders auf. Dies ist zum einen die extrem O-beinige Kanalführung und zum anderen der ausgeprägte Hängebauch. Die beiden für diese Form maßgeblichen Parameter nehmen Maximalwerte an.

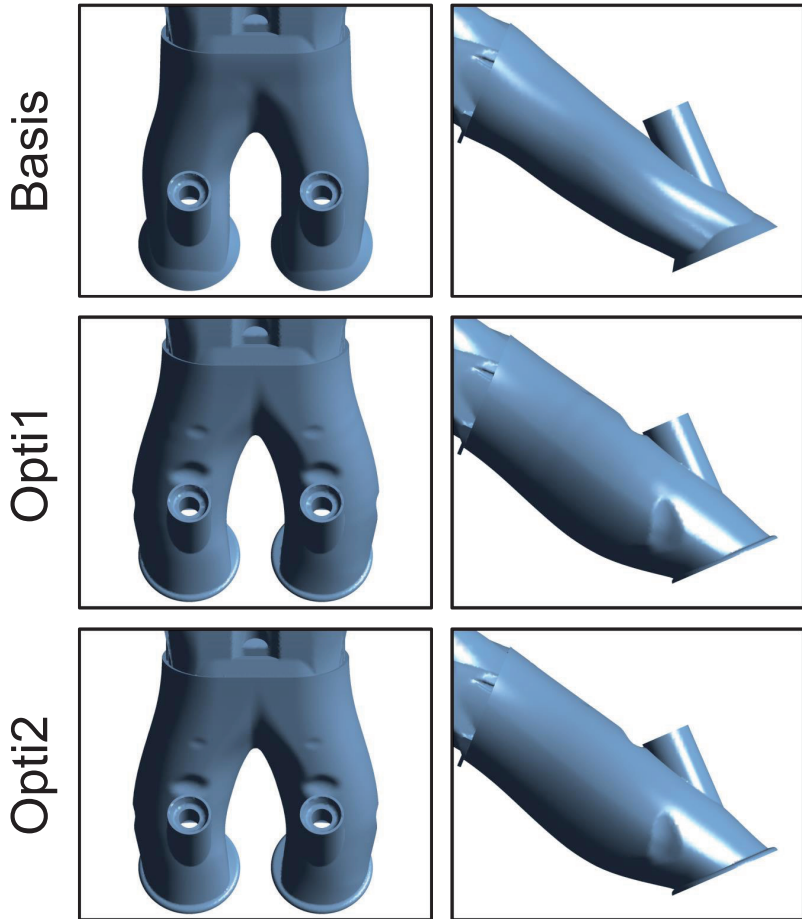


Abbildung 5.18.: Kanalvarianten Basis, Opti1 und Opti2 in Drauf- und Seitenansicht

Name	$\alpha_K^{trans}$	Tumblezahl
Basis	0,114 ( $\pm 0\%$ )	2,28 ( $\pm 0\%$ )
Opti1	0,125 ( $\pm 0\%$ )	2,30 (+0,4%)
Opti2	0,121 ( $\pm 0\%$ )	2,40 (-1,2%)

Tabelle 5.5.: Zielgrößen ausgewählter Geometrievarianten unter Berücksichtigung eines WMK-Abstands von 4 mm; Absolutwert und Veränderung gegenüber derselben Variante ohne Berücksichtigung des Mindestabstands

Eine Vergrößerung der Definitionsbereiche ist aus konstruktiver Sicht nicht möglich. Für die O-beinige Kanalordnung sind die Spreizwinkel innen und außen verantwortlich. Durch die negativen Werte wird das Einströmen der Luft in Richtung Symmetrieachse gefördert, was zu einer stabileren Tumbleausbildung führt. Auf diesen Punkt wurde bereits bei der Analyse des Systemverhaltens in Abschnitt 5.3 hingewiesen.

Der deutlich sichtbare Hängebauch an der Kanalunterseite führt dazu, dass die Strömung, die an der Abrisskante am VSR ablöst, überwiegend über die Vorderkante des Ventils (vgl. Abb. 4.17) in den Brennraum einströmt und so den Tumble unterstützt. Bemerkenswert ist dabei, dass die Oberseite des Kanals dieser Kontur nicht folgt, sondern leicht nach oben gekrümmt ist. Dadurch ist der freie Querschnitt auf Höhe des Hängebauchs sehr groß und nimmt erst kurz vor dem Ventilsitzring rasch ab. Eine Folge davon ist, dass sich, wie im weiteren Verlauf bei der Strömungsanalyse (Abb. 5.22) zu sehen, über einen großen Teil der Einlassphase im Hängebauch ein Gebiet mit sehr geringer Geschwindigkeit ausbildet. Dies wirkt sich allerdings nicht negativ auf den Ladungswechsel aus.

Bei der Vorstellung des parametrisierten CAD-Modells in Abschnitt 5.2 ist die Einhaltung eines minimalen Wassermantelkernabstandes bereits angesprochen worden. Für die Optimierung wurde die automatische Berücksichtigung des Wassermantels deaktiviert, um zunächst das vollständige Potenzial eines verbesserten Einlasskanals zu ermitteln. Bei den beiden Vorzugsvarianten liegt die minimale Wandstärke mit ca. 2,5 mm deutlich unterhalb des zulässigen Wertes von 4 mm. Da in dem entsprechenden Bereich der Wassermantel nicht geändert werden soll, werden für beide Geometrien Varianten erzeugt, bei denen über eine Offset-Fläche zur WMK-Kontur die minimale Wanddicke eingehalten wird. In Tabelle 5.5 sind die Ergebnisse eingetragen. Es zeigt sich, dass die notwendigen Änderungen keinen wesentlichen Einfluss auf die Zielgrößen haben. Da die Ausformbarkeit sowie alle weiteren Anforderungen an eine gussgerechte Konstruktion bereits im CAD-Modell berücksichtigt sind, ist mit der Einhaltung der minimalen Wandstärke sichergestellt, dass die vorliegende Kanalgeometrie umsetzbar ist.

Bei der Fertigung von Zylinderköpfen kann es in Folge von Gusstoleranzen z.B. durch Aufschwimmen der Gießkerne zu unerwünschten Abweichungen in der Geometrie kommen. Mit

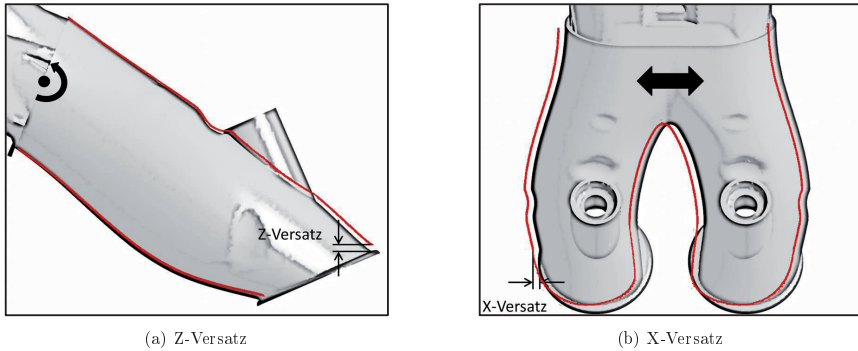


Abbildung 5.19.: Untersuchte Toleranzfälle

Hilfe einer probabilistischen Methode, die in Froh [25] detailliert beschrieben ist, wird die Auswirkung von zwei möglichen Toleranzszenarien auf die Zielgrößen abgeschätzt. Da sich die beiden optimierten Kanäle in ihrer Gestalt sehr stark ähneln, wird davon ausgegangen, dass sie sich bzgl. eines Kernversatzes gleich verhalten. Die folgende Untersuchung wird daher nur für die Variante Optil sowie zum Vergleich für die Basis durchgeführt. Betrachtet werden die beiden Kernversätze, die in Abbildung 5.19 dargestellt sind. Es handelt sich einerseits um ein Aufschwimmen des Kerns (Z-Versatz) und andererseits um eine seitliche Verschiebung (X-Versatz). Das Aufschwimmen wird durch eine Drehung des Kerns um das Kernschloss abgebildet, wobei der Versatz am Ventilsitzring gemessen wird. Beim Gießen der Zylinderköpfe wird ein maximaler Kernversatz von 0,4 mm toleriert. Für eine probabilistische Untersuchung sind weitere Informationen bezüglich der Verteilung der auftretenden Versätze nötig. Da diese Informationen nicht vorliegen, wird von einer Normalverteilung um den Mittelwert Null ausgegangen. Unter der weiteren Annahme, dass ein zufälliger Versatz mit einer Wahrscheinlichkeit von 99,9% im Konfidenzintervall von -0,4 bis 0,4 mm liegt, ergibt sich eine Standardabweichung von 0,12 mm, mit der sich 36 Kollokationspunkte bestimmen lassen. Wie bereits bei der Systemanalyse kommt auch hier ein mathematisches Ersatzmodell zum Einsatz. Für die Zielgrößen lassen sich damit statistische Größen wie Erwartungswert und Standardabweichung bestimmen, die in Tabelle 5.6 abzulesen sind. Zusätzlich sind in Abbildung 5.20 in zwei Histogrammen die relativen Häufigkeiten der Zielgrößen für beide Kanäle dargestellt. In beiden Diagrammen ist das breitere Spektrum der optimierten Variante zu erkennen, welches sich auch in der erhöhten Standardabweichung zeigt. Bei der Durchflusszahl beträgt die Standardabweichung etwa das doppelte der Basis, liegt mit 1,6% aber im Verhältnis zur Durchflusssteigerung von knapp 10%

	$\alpha_K^{trans}$	Tumblezahl
Basis	$0,1146 \pm 0,0001$	$2,2774 \pm 0,0065$
Opti1	$0,1245 \pm 0,0002$	$2,2885 \pm 0,0508$

Tabelle 5.6.: Erwartungswert und Standardabweichung der Zielgrößen auf Basis von Toleranzuntersuchungen

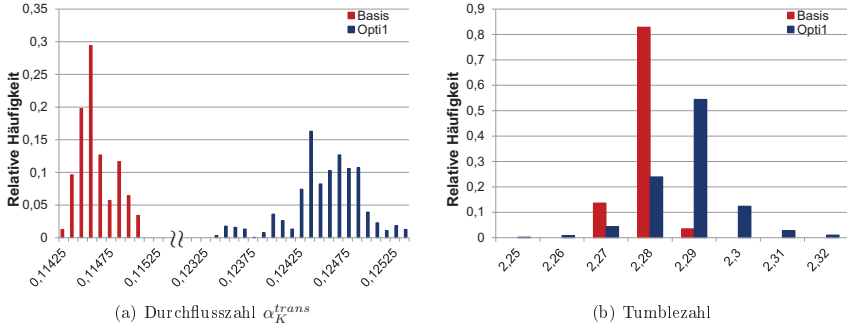


Abbildung 5.20.: Einfluss der Fertigungstoleranzen auf die Zielgrößen

in einem vertretbaren Rahmen. Bei der Tumblezahl nimmt die Standardabweichung deutlich stärker zu. Dies ist allerdings nicht auf eine extrem hohe Streuung bei der Optimalvariante zurückzuführen, da hier der Wert von 2,2% ebenfalls akzeptabel ist, sondern auf den sehr niedrigen Wert von 0,3% bei der Ausgangsvariante. Im Histogramm in Abbildung 5.20 ist zu erkennen, dass trotz der größeren Streuung in Folge von Fertigungstoleranzen die Wahrscheinlichkeit für das Auftreten von niedrigeren Tumblezahlen als bei der Basis gering ist. Zusammenfassend ist daher festzuhalten, dass für die optimierten Kanalvarianten trotz des größeren Einflusses der Fertigungstoleranzen die Abweichungen vom Erwartungswert vertretbar sind, sodass auch von dieser Seite keine Bedenken bezüglich eines Serieneinsatzes der optimierten Kanalgeometrie bestehen.

Die in Abschnitt 4.1 vorgestellte Methode zur Durchflusskennzahlbestimmung während einer transienten Simulation hat bei den Testfällen zu einer guten Korrelation geführt (vgl. Unterabschnitt 4.1.1). Bevor die Kanalvarianten in Hardware umgesetzt werden, wird mit stationären Strömungssimulationen überprüft, ob dieser Zusammenhang auch für die gerade vorgestellte Optimierung besteht. Dafür wird für alle drei Kanäle ein stationärer Strömungsprüfstand mit einer Druckdifferenz von 50 mbar simuliert. Die Ventile werden auf einen Ventilhub von 8,6 mm, also den maximalen Ventilhub des betrachteten Betriebspunktes, eingestellt. Das Ergebnis ist

Name	$\alpha_K^{trans}$	$\alpha_K^{stat}$
Basis	0,114 (-)	0,128 (-)
Opti1	0,125 (+9,6%)	0,144 (+12,5%)
Opti2	0,121 (+6,1%)	0,137 (+7,8%)

Tabelle 5.7.: Durchflusskennwerte ausgewählter Geometrievarianten; Absolutwert und relative Änderung zur Basis

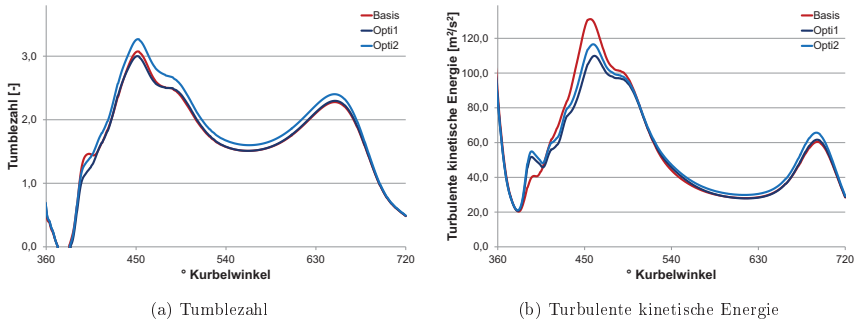


Abbildung 5.21.: Verläufe von Ladungsbewegungsgrößen der Kanalvarianten Basis, Opti1 und Opti2

in Tabelle 5.7 dargestellt und bestätigt die transient ermittelten Durchflussvorteile, die bei einer stationären Simulation bei maximalem Ventilhub noch deutlicher ausfallen. Dies entspricht der Erwartung, da in die transiente Kennzahlbestimmung durch die Betrachtung eines Auswertintervalls auch geringere Ventilhub eingeht. Bei diesen sind die durch die Kanalgeometrie hervorgerufenen Durchflussunterschiede geringer, da der freie Ventilspace an Bedeutung gewinnt.

Nach Bestätigung des Durchflussvorteils wird nun die Ladungsbewegung genauer analysiert. Dafür sind in Abbildung 5.21 die Verläufe der integralen Größen Tumblezahl und TKE dargestellt. Abgesehen von einem unterschiedlichen Absolutwert der Variante Opti2 sind die zeitlichen Verläufe der Tumblezahl bei allen drei Geometrievarianten identisch. Alle Varianten weisen ein erstes Maximum bei ca. 450° KW auf, bevor die Tumblezahl über ein leichtes Plateau zum UT hin kontinuierlich abfällt. Die Aufwärtsbewegung des Kolbens sorgt dann für ein erneutes Ansteigen der Tumblezahl, woraus sich ein weiteres Maximum bei ca. 660° KW ergibt. Die Variante Opti2 erreicht bereits in der ersten Hälfte der Ansaugphase ein höheres Tumbelniveau. Dieser Vorteil bleibt bis zum Tumblerfall am Ende der Kompression erhalten. Eine größere Auffälligkeit ist beim TKE-Verlauf auszumachen. Dieser erreicht ebenfalls bei ca. 450° KW



einen Maximalwert. Hier generiert die Basisvariante allerdings einen wesentlich höheren Wert als die optimierten Einlasskanäle. Wie am weiteren Kurvenverlauf zu sehen ist, wird die Turbulenzenergie allerdings so schnell wieder dissipiert, dass schon beim Schließen der Einlassventile kein TKE-Vorteil mehr zu erkennen ist. Für die Ladungsbewegung entsteht dadurch ein nachteiliger Effekt, da die Turbulenzenergie der Hauptströmung entzogen wird und sich damit die Energie des Tumblewirbels verringert. Bei der Betrachtung des TKE-Verlaufs in der Kompressionsphase bestätigt sich die gute Korrelation des zweiten Tumblemaximums mit dem zweiten TKE-Maximum.

Zum Abschluss dieses Abschnitts werden die verschiedenen Varianten anhand der Strömungsstrukturen im Brennraum verglichen. Dafür wird während der Einlassphase ein Ventilschnitt und während der Kompression der Mittelschnitt betrachtet. Da es sich bei der Zylinderinnenströmung um eine stark dreidimensionale, instationäre Strömung handelt, erlaubt die Betrachtung einzelner Schnitte zu festen Zeitpunkten nur einen kleinen Einblick in die vollständigen Strömungsvorgänge. In Abbildung 5.22 sind die Strömungsgeschwindigkeiten im Ventilschnitt dargestellt. Die erste Reihe zeigt einen Zeitpunkt aus der frühen Einlassphase ( $420^\circ$  KW). Im Bereich des Kanals liegen bei den optimierten Geometrievarianten aufgrund des größeren Strömungsquerschnitts kleinere Geschwindigkeiten vor. Auch direkt an der Abrisskante am VSR (A) ist die Geschwindigkeitsüberhöhung geringer. Durch den Hängebauch wird die Strömung aber intensiver Richtung Ventiloberseite (B) gelenkt, was am Abströmwinkel am VSR (A) zu erkennen ist. Die Geschwindigkeiten im Ventilspalt an der Ventilverderrkante (B) sind bei der Basisvariante und der Variante Opti2 vergleichbar, während sie bei der Variante Opti1 etwas geringer ausfallen. Die Hauptstrukturen im Brennraum sind bei allen Varianten ähnlich. Aus der Strömung über das Einlassventil bildet sich eine Hauptströmung (C) aus, die auf der Auslassseite Richtung Kolben umgelenkt wird und dort auf die Einlassventilseite zurück strömt. Trotz der vergleichbaren Hauptströmung sind auch hier Unterschiede zu erkennen. So findet die Umlenkung der Luft auf der Auslassseite bei den optimierten Kanälen bereits vollständig vor der Zylinderwand statt, wodurch sich dort ein Gebiet mit niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten (D) ausbildet, während bei der Basisvariante ein Teil der Haupteinlassströmung die Zylinderwand unterhalb der Auslassventile erreicht. Bei allen Geometrievarianten gelangt auch über die Ventilhinterkante (vgl. Abb. 4.17) Luft in den Brennraum. Da diese dem Haupttumble entgegen wirkt, wird versucht, sie gering zu halten. Im Ventilbereich sind an der Hinterkante keine Unterschiede zwischen den Kanälen zu erkennen. Erst weiter unten im Brennraum weisen die optimierten Varianten höhere, nach unten gerichtete Geschwindigkeiten auf als die Basis (E). Dieser vermeintliche Vorteil der Basis ist im weiteren Verlauf der Einlassphase nicht mehr vorhanden.

In den weiteren Reihen der Abbildungen 5.22 sind die Zeitpunkte  $450^\circ$  KW, was etwa dem ma-

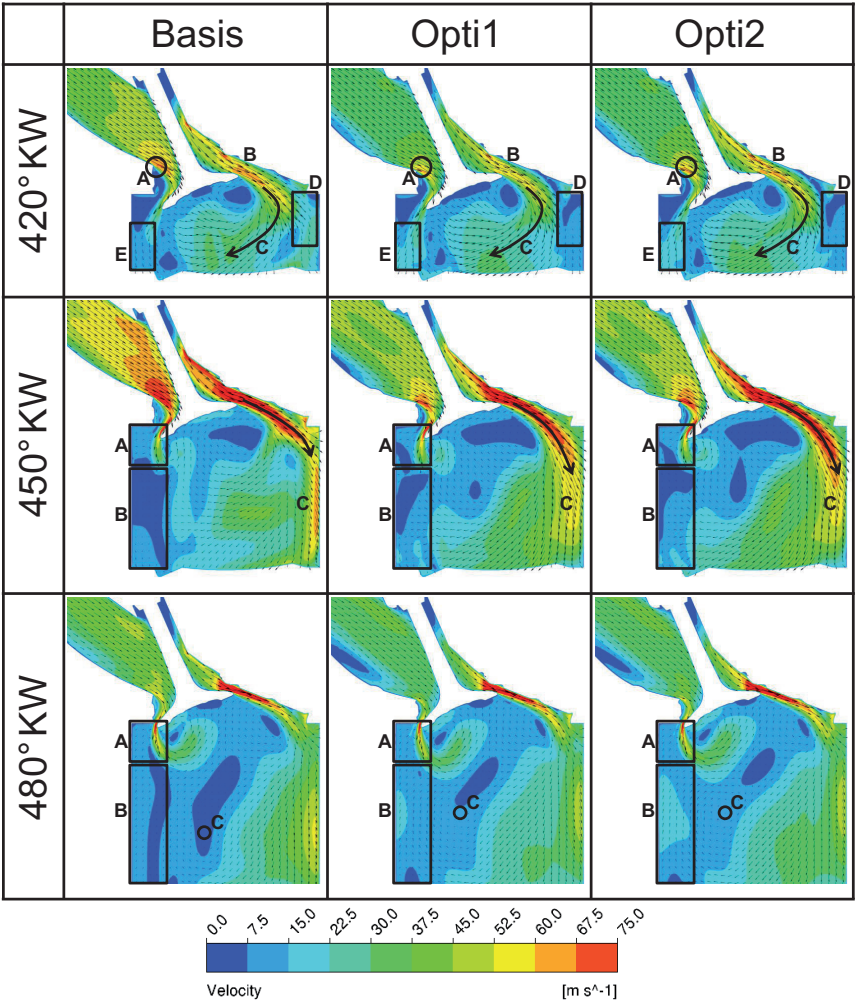


Abbildung 5.22.: Geschwindigkeitsverteilung im Ventilschnitt

ximalen Ventilhub entspricht, und  $480^\circ$  KW dargestellt. Wird auch hier die eben beschriebene Strömung an der Ventilhinterkante betrachtet, so fallen in Ventilnähe wieder kaum Unterschiede auf (A). Weiter Richtung Kolben allerdings zieht sich die Hauptströmung bei den Varianten Opti1 und Opti2 bis zur Zylinderwand durch, was dazu führt, dass dort zum Zeitpunkt  $480^\circ$  KW höhere, nach oben gerichtete Geschwindigkeiten (B) vorliegen. Bei der Basisvariante ruht die Luft am Zylinder unterhalb der Einlassventile bei  $450^\circ$  KW nahezu, bevor sie dann bei  $480^\circ$  KW mit geringerer Geschwindigkeit ebenfalls Richtung Brennraumdach geführt wird. Im restlichen Strömungsgebiet bestätigen sich beim maximalen Ventilhub die Beobachtungen der frühen Einlassphase. Die optimierten Kanalvarianten weisen niedrigere Strömungsgeschwindigkeiten im Kanalbereich auf. Dadurch kommt auch der Delle, die durch den Abstand zum WMK nötig ist, wenig Bedeutung zu. Im Brennraum wird der Haupttumble durch die Strömung über das Einlassventil eingeleitet. Hierbei ist auffällig, dass die Luft bei den optimierten Kanalvarianten sanfter Richtung Kolben umgelenkt wird, wodurch sich an der Zylinderwand ein breiter Bereich mit hohen Strömungsgeschwindigkeiten (C) ergibt. Bei der Basisvariante hingegen trifft ein Teil der Luft direkt auf die Zylinderwand, wo eine starke Umlenkung stattfindet. Dieses Phänomen erklärt auch die starke TKE Überhöhung der Basis gegenüber den anderen beiden Varianten, die bei der Betrachtung der integralen Größen festgestellt wurde (vgl. Abb. 5.21a). In Anhang A.5 ist zur Verdeutlichung die turbulente kinetische Energie im Ventilschnitt dargestellt. Zum Zeitpunkt  $480^\circ$  KW bestätigen sich die Beobachtungen an der Ventilhinterkante (A,B), während bei der Strömung über die Ventilverderrkante keine Unterschiede mehr erkennbar sind. Bei allen Varianten lässt sich bereits zu diesem Zeitpunkt ein Tumblezentrum ausmachen (C). Bei den optimierten Varianten ist die Tumblebewegung durch die höheren Geschwindigkeiten auf der Einlassseite allerdings schon deutlich besser ausgeprägt. Weiterhin fällt auf, dass das Zentrum bei der Basisvariante tiefer liegt.

In Abbildung 5.23 sind die Strömungsstrukturen bei geschlossenen Einlassventilen dargestellt. In der ersten Reihe ist zunächst für den unteren Totpunkt ein Mittelschnitt durch den Zylinder abgebildet. Deutlich ist auf allen drei Bildern der ausgeprägte Tumblewirbel zu erkennen. Das Zentrum (A) liegt bei den Varianten Opti1 und Opti2 relativ zentral im Brennraum, während es bei der Basisvariante etwas nach links unten verschoben ist. Die Bereiche der höchsten Geschwindigkeiten liegen bei allen Varianten auf der Einlassseite bzw. am Kolben. Bei der Kanalvariante Opti2 weist darüber hinaus auch der Bereich unterhalb der Auslassventile Geschwindigkeiten über  $25\text{ m/s}$  auf. Später in der Kompression sind von der Strömungsstruktur her keine Unterschiede mehr zu erkennen. In der unteren Hälfte von Abbildung 5.23 ist der Zeitpunkt kurz vor dem Zerfallen der Haupttumblebewegung dargestellt ( $660^\circ$  KW). Das Tumblezentrum (A) ist bei allen Varianten leicht Richtung Auslassventile und Zylinderdach verschoben. Der Unterschied, der den höheren Tumblewert der Variante Opti2 erklärt, liegt allein in den höhe-

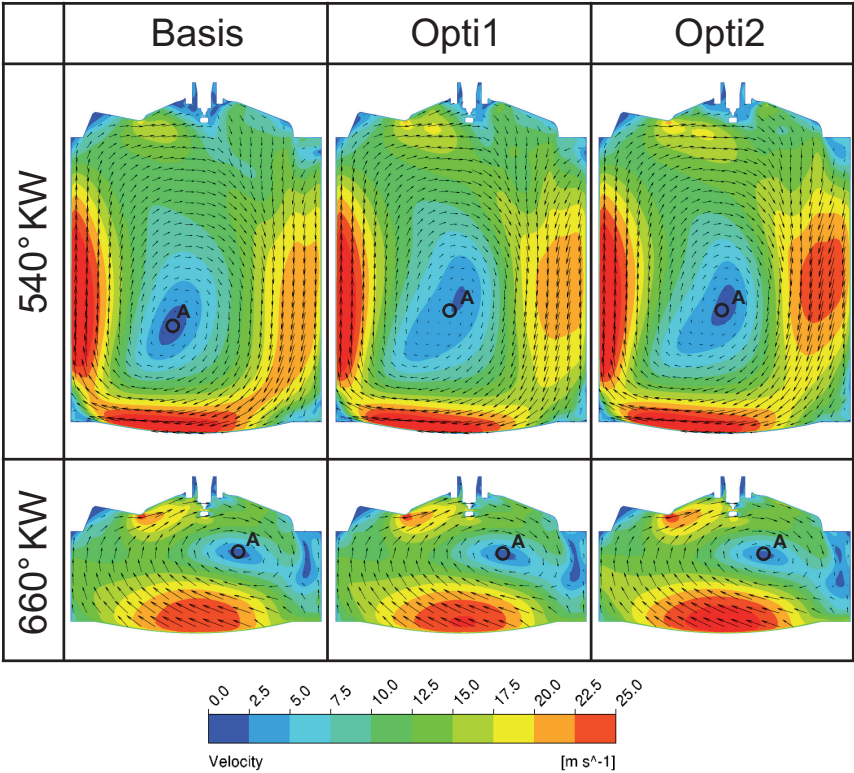


Abbildung 5.23.: Geschwindigkeitsverteilung im Mittelschnitt

ren Geschwindigkeiten. Alle übrigen Strömungsdetails sind identisch. Zusammenfassend kann also festgehalten werden, dass die unterschiedlichen Einlasskanäle zu verschiedenen Strömungsstrukturen während der Ansaugphase führen. Im Laufe der Kompression werden diese dann in eine großskalige Tumblebewegung überführt, sodass am Ende der Kompression bei allen Varianten eine nahezu identische Strömungsform vorliegt. Die beiden optimierten Kanalvarianten ähneln sich bereits während des Ansaugvorgangs. Der Hauptunterschied besteht hier nicht in der Strömungsstruktur, sondern im Betrag der Geschwindigkeiten, die bei Variante Opti2 durch den engeren Querschnitt am VSR höher ausfallen.

## 5.6. Validierung der optimierten Kanalvarianten

Nachdem die optimierten Kanalvarianten ausführlich mittels CFD-Simulationen untersucht wurden, erfolgt abschließend die Validierung am Prüfstand. Zu diesem Zweck wurden Zylinderköpfe mit den Kanalvarianten Opti1 und Opti2 angefertigt und sowohl auf einem Strömungs- als auch auf einem Motorprüfstand vermessen. Die Durchführung der Messungen ist nicht Teil dieser Arbeit, sondern wurde bei der Vorentwicklung der Audi AG von Marc Daniel durchgeführt. Die Ergebnisse dienen zur abschließenden Validierung der Optimierungsmethode und sind Daniel [12] entnommen. Da der betrachtete Motor, bei niedrigen Lasten und Drehzahlen mit einer Tumbleklappe betrieben wird, wurden alle Einlasskanäle mit Tumbleblechen ausgestattet. Diese sind so gestaltet, dass die Strömung so wenig wie möglich beeinflusst wird. Um dies zu gewährleisten, wurden sie so in den Kanal eingebracht, dass sie parallel zur Seele des Kanals verlaufen und bei geschlossener Klappe ca. zwei Drittel des Kanals versperren. CFD Simulationen mit Blech zeigen, dass alle Kanalvarianten gleichermaßen auf die Tumblebleche reagieren und somit das Ranking der Kanalvarianten bei beiden Zielgrößen erhalten bleibt (vgl. Anhang A.6). In Unterabschnitt 5.6.1 wird die Verbesserung der Durchflusszahl an einem stationären Strömungsprüfstand nachgewiesen, bevor in Unterabschnitt 5.6.2 auf einzelne Ergebnisse aus Motorprüfstandsversuchen näher eingegangen wird.

### 5.6.1. Ergebnisse von Messungen am Strömungsprüfstand

Aufbau und Funktionsweise von stationären Strömungsprüfständen, auch als Fließbankversuche bekannt, sind in Unterabschnitt 4.1.1 zu finden. Alle im Folgenden beschriebenen Versuche werden bei einer Druckdifferenz von 50 mbar durchgeführt. Der Ventilhub wird in 0,5 mm Schritten verstellt. Dabei wird um Hystereseeffekte auszuschließen, zuerst beim Öffnen, dann beim Schließen der Ventile gemessen. In Darstellung 5.24a sind die Ergebnisse zu sehen. Der  $\alpha_K$ -Wert entspricht dabei dem Mittelwert aus den beiden Einzelmessungen. Bei kleinen Ventilhuben wird

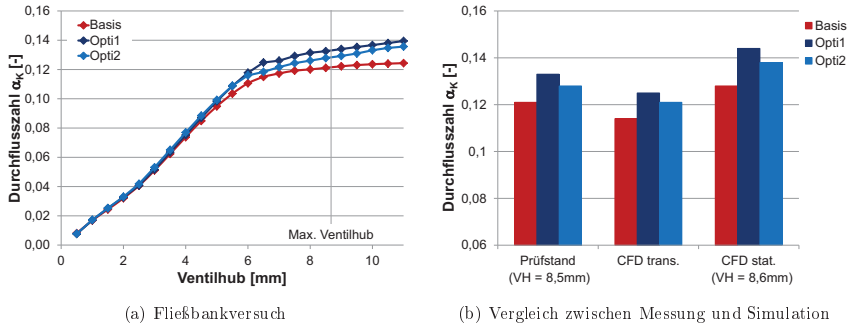


Abbildung 5.24.: Validierung der Durchflusszahl  $\alpha_K$  am stationären Strömungsprüfstand<sup>1</sup>

der Durchflussbeiwert nahezu vollständig vom Ventilsplatt bestimmt, sodass die Werte aller Kanalvarianten übereinander liegen. Erst ab einem Ventilhub von mehreren Millimetern sind die unterschiedlichen Durchflusseigenschaften zu erkennen. Ab ca. 3 mm fällt die Basisvariante hinter den optimierten Varianten zurück, während die Kurven der Kanäle Opti1 und Opti2 noch bis etwa 6 mm identisch verlaufen. Bei größeren Ventilhuben zeigen sich auch bei diesen beiden Varianten Unterschiede im Durchfluss. Der maximale Ventilhub des Motors ist bei 8,6 mm erreicht, sodass der weitere Verlauf für das Motorverhalten keine Rolle mehr spielt. In Abbildung 5.24b werden die  $\alpha_K$ -Werte bei nahezu maximalem Ventilhub (Werte bei 8,5 mm) aus der Fließbankmessung den Simulationsergebnissen gegenübergestellt. Neben der transient bestimmten Durchflusszahl aus der Optimierung sind auch die Ergebnisse der stationären CFD-Simulation (vgl. Abschnitt 5.5) bei einem Ventilhub von 8,6 mm dargestellt. Beide Simulationsergebnisse sind dabei ohne Tumbleblech ermittelt worden. Da der Durchflussbeiwert damit in jeweils unterschiedlichen Situationen bzw. bei unterschiedlichen Randbedingungen bestimmt wurde, werden lediglich die Trends und nicht die Absolutwerte verglichen. Dabei ist direkt ersichtlich, dass sich die Einlasskanäle bei den unterschiedlichen Bewertungen gleich verhalten. Der Kanal Opti1 hat den besten Durchfluss, gefolgt von Opti2 und der Basis. Der für die Variante Opti1 bei der Optimierung ermittelte Durchflussvorteil von 9,6% gegenüber der Basis wird auch am Stationärprüfstand nachgewiesen. Bei einem Ventilhub von 8,5 mm ergibt sich eine Verbesserung von 9,9%. Dies bestätigt sich auch für die Variante Opti2, bei der die Verbesserungen 6,1% aus der transienten Simulation bzw. 5,8% in der Messung betragen. Die Ergebnisse der stationären CFD-Simulation liegen mit Verbesserungen von 12,5% für Opti1 und 7,8% für Op-

<sup>1</sup>Messdaten zur Verfügung gestellt von M.Daniel [12]

ti2 deutlich höher, weisen aber denselben Trend auf. Die Fließbankversuche bestätigen damit die bei der Optimierung erzielte  $\alpha_K$ -Verbesserung. Des Weiteren lässt sich aus den Ergebnissen schließen, dass die Methode, eine Durchflusszahl aus einer quasistationären Betrachtung der Ansaugphase zu ermitteln, zulässig ist.

### 5.6.2. Ergebnisse von Messungen am Motorprüfstand

Die abschließende Erprobung der neuen Kanalvarianten erfolgt am Motorprüfstand. Die Ergebnisse der Prüfstandsversuche dienen gleichzeitig der Validierung der dargestellten Optimierungsmethode. Bei der Optimierung der Einlasskanäle wurde der Betriebspunkt  $2000 \text{ min}^{-1}$ , 12 bar betrachtet, sodass die neu entwickelten Kanalgeometrien auch nur für diesen hinsichtlich der Ladungsbewegung optimiert sind. Dennoch müssen sie im gesamten Betriebsbereich des Motors funktionieren. Zur Validierung werden daher mehrere Betriebspunkte herangezogen. Dies ist zum einen ein Lastschnitt bei  $2000 \text{ min}^{-1}$  und zum anderen eine Volllast-Betriebskennlinie. Für die Prüfstandsversuche wurden auf einem 2,0l EA888 Forschungsmotor nacheinander Zylinderköpfe mit den Einlasskanalvarianten Opti1 und Opti2 montiert und vermessen. Um das Brennverhalten der unterschiedlichen Geometrien bewerten zu können, ist der Motor mit Hoch- und Niederdruckindizierung ausgestattet. Als Druckindizierung bezeichnet man die Erfassung des Brennraumdrucks in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel. Derartige Messtechnik mit anschließender thermodynamischer Analyse zur Bestimmung von Verbrennungskennwerten hat sich als Standardmesstechnik auf Entwicklungs- und Forschungsprüfständen etabliert [58]. Ein Vergleich von Kanalgeometrien, die auf ein ähnliches Brennverhalten ausgelegt sind, stellt aufgrund der Vielzahl an Störgrößen hohe Anforderungen an die Reproduzierbarkeit der Versuchsbedingungen. Um Abweichungen durch äußere Einflüsse, wie der Temperatur oder der Feuchtigkeit der Ansaugluft, zu vermeiden, wird diese dem Motor konditioniert zugeführt. Weitere Störeinflüsse können sich z.B. durch den Austausch der Zylinderkopfs und dem damit verbundenen Umbau des Motor ergeben. Da sich die Köpfe nur in der Kanalgeometrie unterscheiden, sind alle Sensoren, wie z.B. die Druckquarze für die Zylinderdruckindizierung, an denselben Stellen eingebracht. Die Überprüfung des Verdichtungsverhältnisses nach dem Umbau hat eine Abweichung von weniger als 0,5 % ergeben. Die Betriebsstrategie des Motors wurde bei allen folgenden Untersuchungen nicht verändert, sodass z.B. die Einspritzzeiten, das Kraftstoff-Luftverhältnis, die Tumbleklappenposition oder die Nockenwellenstellungen nicht kanalabhängig variiert, sondern im Rahmen der Einstellgenauigkeit gleich gehalten wurden. Da der Basiskanal auf dem untersuchten Motor nicht in allen Betriebspunkten vermessen wurde, stammen die Referenzdaten der Basiskanalgeometrie aus einem ausführlich vermessenen, zeichnungsgleichen Referenzmotor. Ein Motorvergleich anhand von Betriebspunkten, die an beiden Motoren gefahren wurden,

hat ergeben, dass die Streuung zwischen dem untersuchten Motor und dem Referenzmotor vernachlässigbar ist, sodass der Kanalvergleich zur Basis zulässig ist<sup>2</sup>.

Bevor der eigentliche Kanalvergleich angestellt wird, werden zunächst dafür geeignete Messwerte erläutert. Da es sich bei dem untersuchten Motor um einen homogen betriebenen Ottomotor handelt, wird die Last über die Menge des Kraftstoff-Luft-Gemischs geregelt (Quantitätsregelung). Mit Hilfe einer Drosselklappe wird der Saugrohrdruck dabei so eingestellt, dass in der Ansaugphase die für eine stöchiometrische Verbrennung notwendige Luftmenge in den Brennraum gelangt. Je geringer dabei der Strömungswiderstand im Einlasskanal ist, desto niedriger ist der für die Bereitstellung derselben Luftmenge erforderliche Saugrohrdruck, sodass dieser eine gute Bewertungsgröße für den Durchfluss darstellt.

Für die Bewertung der Qualität der Verbrennung stehen dagegen unterschiedliche Kennzahlen zur Verfügung. Dies sind zum einen Größen, die direkt den Ablauf der Verbrennung charakterisieren, und zum anderen Messwerte, anhand derer sich das daraus resultierende Motorverhalten bewerten lässt. Alle im folgenden beschriebenen Größen werden aus einer thermodynamischen Analyse des Zylinderdruckverlaufs berechnet. Da der Zylinderdruckverlauf eines Ottomotors starken zyklischen Schwankungen unterliegt, werden für die Auswertung insgesamt 200 Zyklen, je 50 pro Zylinder, gemittelt. Die Auswertung der Daten erfolgt mit der Software AVL Concerto. Als erste charakteristische Kenngröße zur Beschreibung der Verbrennung sei die Schwerpunktlage der Verbrennung genannt. Dies ist der Zeitpunkt, zu dem 50 % der eingespritzten Kraftstoffmasse umgesetzt sind. Der Verbrennungsschwerpunkt hat einen wesentlichen Einfluss auf den inneren Wirkungsgrad und liegt im verbrauchsoptimalen Fall bei etwa 8° KW nach ZOT [35, 58], was allerdings nicht im gesamten Kennfeld realisiert werden kann, da es insbesondere im Volllastbereich bei einem entsprechend frühen Zündzeitpunkt zum sogenannten „Klopfen“ kommen kann. Bei diesem Verbrennungsphänomen handelt es sich um eine unerwünschte abnormale Verbrennung, die mit einem starken Druckanstieg und hohen Druckschwingungen einhergeht. Die sich im Brennraum ausbreitenden Druckwellen sind akustisch als Klopfen wahrzunehmen und können im Extremfall zu mechanischen und in Folge der hohen Temperaturen auch zu thermischen Materialschäden führen. Ausgangspunkt einer klopfenden Verbrennung ist das noch unverbrannte Gemisch (Endgas) vor der Flammenfront. Sind in diesem Bereich die chemischen Vorreaktionen schon weit vorangeschritten und steigt durch die eingeleitete Verbrennung der Druck und die Temperatur so weit an, dass die Zündgrenze überschritten wird, kann es im Endgas zur Selbstzündung mit den bereits beschriebenen Folgen kommen [57]. Während in vielen Teillast-Betriebspunkten eine optimale Schwerpunktlage realisiert werden kann, muss der ZZP bei hohen Lasten aus Gründen der Klopfvermeidung nach spät verstellt werden. Die Einstellung des ZZP erfolgt im Prüfstandsbetrieb manuell. Als Kriterium dient dabei die maximale

---

<sup>2</sup>aus persönlicher Kommunikation mit M. Daniel, 2014



Klopfamplitude (Amplitude der hochfrequenten Druckschwingung). Der erlaubte Grenzwert und damit die Klopfgrenze ist abhängig von der Drehzahl und beträgt 1 bar pro  $1000 \text{ min}^{-1}$ , also z.B. 2 bar bei  $2000 \text{ min}^{-1}$  oder entsprechend 6 bar bei  $6000 \text{ min}^{-1}$ . Mit der Spätverstellung des ZZP rückt die Schwerpunktlage ebenfalls weiter in den Expansionstakt und weicht folglich von der verbrauchsoptimalen Lage ab. Im Kennfeldbereich hoher Lasten stellt die Lage des Verbrennungsschwerpunkts damit eine Beurteilungsgröße der Klopfestigkeit des Motors dar und kann im weiteren Verlauf zur Bewertung des Brennverhaltens herangezogen werden.

Aus einer thermodynamischen Analyse des Druckverlaufs lässt sich aber nicht nur der Verbrennungsschwerpunkt bestimmen. Für eine tiefer gehende Analyse des Brennverhaltens kann die Energiefreisetzung weiter aufgeteilt werden. Der erste Abschnitt vom ZZP bis zur Umsetzung von fünf Prozent der Kraftstoffmasse wird als Entflammungsdauer oder Zündverzug bezeichnet [58]. Den größten Einfluss auf diese Phase haben auf der einen Seite die thermischen Zustandsgrößen Druck und Temperatur und auf der anderen die lokale Gemischzusammensetzung sowie das Geschwindigkeitsfeld an der Zündkerze. Das weitere Intervall bis zur Schwerpunktlage wird dann maßgeblich von der turbulenten Brenngeschwindigkeit dominiert. Die Brenndauer schließlich umfasst den gesamten Bereich der Hauptverbrennung und wird über das Zeitintervall von 5 % bis 90 % der Energieumsetzung definiert [58]. Während der Zündverzug und das Umsatzintervall von 5 % bis zur Schwerpunktlage mit ausreichender Genauigkeit aus einer vereinfachten Druckverlaufsanalyse ohne Berücksichtigung der Wandwärmeverluste bestimmt werden können, ist dies bei der Brenndauer aufgrund des größeren Einflusses der Wandwärmeverluste nicht mehr möglich. Aus diesem Grund wird auf die Brenndauer im weiteren Verlauf nicht näher eingegangen.

Alle in den letzten Abschnitten eingeführte Größen beschreiben den Ablauf der Verbrennung und helfen damit einzuschätzen, ob die Tumblezahl als Kenngröße aus einer reinen Cold-Flow Simulation geeignet ist, um das Brennverhalten im Motorbetrieb für eine Optimierung ausreichend gut zu bewerten. Für die abschließende Beurteilung der Eignung des Einlasskanals für den Einsatz im Motor sind vor allem aber die aus dem Brennverhalten resultierenden kundenrelevanten Kennzahlen wichtig. Dies sind z.B. Emissionen, Kraftstoffverbrauch oder ein ruhiger Motorlauf, der über die Standardabweichung des Mitteldrucks bewertet wird. Aus diesem Grund wird auch auf diese am Ende des Kapitels kurz eingegangen.

Bevor die Verbrennung näher betrachtet wird, sollen zunächst die Auswirkungen der Durchflussverbesserung auf das Motorverhalten aufgezeigt werden. In Abbildung 5.25 ist für die optimierten Kanalvarianten der Saugrohrdruckunterschied zur Basis dargestellt. Während beim Lastschnitt in Abbildung 5.25a nur geringe Unterschiede festzustellen sind, zeigt das Verhalten bei Volllast in den hohen Drehzahlbereichen deutliche Abweichungen. In Diagramm 5.25b ist zu erkennen, dass ab einer Drehzahl von ca.  $3000 \text{ min}^{-1}$  der Ladedruckbedarf bei den opti-

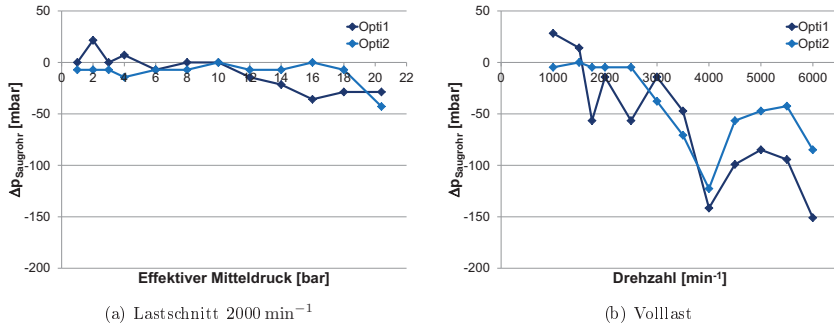


Abbildung 5.25.: Saugrohrdruck relativ zur Basis

mierten Kanälen gegenüber der Basis stark sinkt. Bei der Variante Opti1 stellt sich ein Vorteil von bis zu 150 mbar ein. Da alle Motoren bei der gleichen Last betrieben werden und auch die Steuerzeiten identisch sind, gibt es zunächst zwei mögliche Ursachen für den unterschiedlichen Saugrohrdruckbedarf. Auf der einen Seite ein geringerer Strömungswiderstand, der dazu führt, dass eine geringere Druckdifferenz für die Förderung der gleichen Luftmenge ausreicht, und auf der anderen Seite ein besserer Verbrennungswirkungsgrad, durch den für die gleiche Leistung eine geringere Kraftstoffmenge und damit auch weniger Luft benötigt wird. Da sich die Verbrennung, wie im weiteren Verlauf des Unterabschnitts gezeigt wird, zwischen den unterschiedlichen Motorvarianten nur gering unterscheidet, ist das beobachtete Verhalten auf die unterschiedlichen  $\alpha_K$ -Werte zurückzuführen.

Die Verringerung des Saugrohrdruckbedarfs hat verschiedene Vorteile für den Motor. Zum einen muss der Turbolader oberhalb der Saugvolllast für die gleiche Leistung einen geringeren Ladedruck bereitstellen, was sich positiv auf den Abgasgegendruck und damit auf die Ladungswechselverluste auswirkt. Zum anderen ist eine Leistungssteigerung des Motors möglich, sofern der Verdichter in der Lage ist, einen entsprechend hohen Massendurchsatz darzustellen, ohne dabei an die Stopfgrenze zu gelangen. Aus diesem Grund stellt die Kanalvariante Opti1 vor allem für leistungstärkere Motorvarianten eine interessante Alternative dar, sofern beim Brennverhalten keine Verschlechterung gegenüber der Basis eintritt.

Nachdem nun sowohl am Stationärprüfstand als auch am Motorprüfstand das verbesserte Durchflussverhalten nachgewiesen wurde, wird abschließend untersucht, ob sich der bessere  $\alpha_K$ -Wert negativ auf die Verbrennung, bzw. allgemein auf den Motorbetrieb auswirkt. Dabei wird zunächst das Prüfstandsverhalten beschrieben und im Anschluss ein Abgleich mit den CFD Simulationsergebnissen der Optimierung angestellt. Als erstes wird die Schwerpunktlage

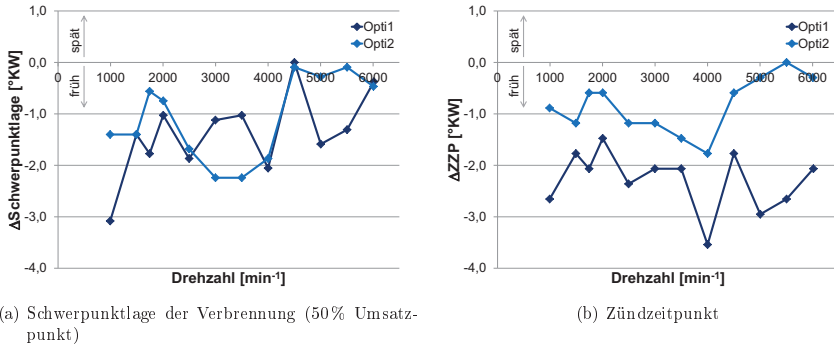


Abbildung 5.26.: Schwerpunktlage und ZZP für Vollast relativ zur Basis

der Verbrennung bei Vollast betrachtet, die in Abbildung 5.26a für beide neue Kanalvarianten relativ zur Basis dargestellt ist. Alle Motorvarianten werden bei Vollast im gesamten Drehzahlbereich mit einer späten Schwerpunktlage betrieben, sodass ein negativer Wert gleichbedeutend mit einer günstigeren Schwerpunktlage, also einer besseren Klopfresistenz ist. Die optimierten Kanalvarianten stellen im gesamten Drehzahlbereich eine Verbesserung dar und weisen über die Drehzahl ähnliche Tendenzen auf. Bei niedrigen Drehzahlen sind die Vorteile gegenüber der Basis mit über einem Grad Kurbelwinkel größer als bei hohen Drehzahlen, bei denen die Unterschiede geringer werden. Da die Motorvarianten abgesehen von der Kanalgeometrie identisch sind, müssen die Ursachen für die Verbesserung der Klopfgrenze in der von der Kanalgeometrie verursachten Veränderung der Zylinderinnenströmung liegen. Ausgangspunkte für eine klopfende Verbrennung können z.B. Ladungsinhomogenitäten oder heiße Stellen weit entfernt von der Flammenfront sein. Aus diesem Grund wirkt sich z.B. eine intensivere Ladungsbewegung positiv auf das Klopfverhalten aus, da diese zum einen für eine bessere Durchmischung sorgt und zum anderen die Verweildauer des Gemischs an heißen Orten reduziert [57]. Über eine gesteigerte Turbulenz in Folge der Ladungsbewegung wird weiterhin die Brenngeschwindigkeit erhöht, was sich ebenfalls positiv auf die Klopfresistenz auswirkt, da die Zeit für die notwendigen Vorreaktionen in der unverbrannten Zone reduziert wird [68]. Dabei spielt nicht nur die Brenngeschwindigkeit eine Rolle, sondern ebenfalls die Brennrichtung. Bei kompakten Brennräumen mit zentraler Zündkerzenlage ist eine kugelförmige Flammenausbreitung günstig, sodass alle Bereiche des Brennraums schnell von der Flamme erreicht werden. Dies wird durch eine gleichmäßige Verteilung der Turbulenz im Brennraum begünstigt.

In Abbildung 5.26b ist der zugehörige Zündzeitpunkt relativ zum Basiskanal dargestellt. Auch

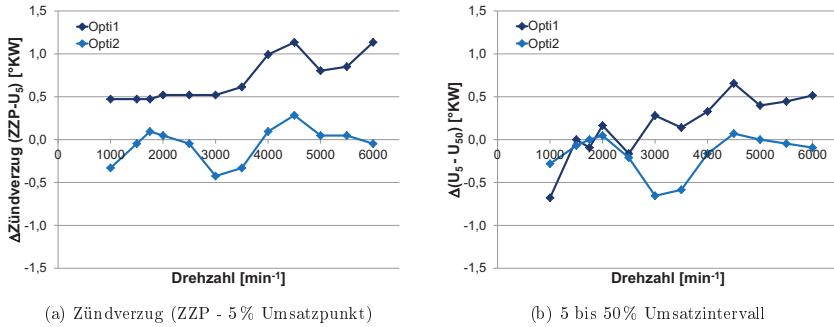


Abbildung 5.27.: Zündverzug und 5 - 50 % Umsatzintervall für Volllast relativ zur Basis

hier ist ein eindeutiger Trend zu erkennen. Durch das günstigere Klopfverhalten der neuen Kanalgeometrien ist ein früherer ZZP darstellbar. Bei der Variante Opti1 ist dieser gegenüber der Basis im gesamten Drehzahlbereich um ca. zwei bis drei Grad Kurbelwinkel nach früh verschoben. Bei der Variante Opti2 dagegen kann der ZZP bei niedrigen Drehzahlen lediglich um etwa ein Grad Kurbelwinkel nach früh verstellt werden, während bei Drehzahlen über 4500 min<sup>-1</sup> die Zündung ungefähr zum gleichen Zeitpunkt wie bei der Basis stattfindet. Die Tatsache, dass die Schwerpunktlagen der beiden neuen Kanalvarianten in einem ähnlichen Bereich liegen, die Zündzeitpunkte sich aber sichtbar unterscheiden, bedeutet, dass die Energiefreisetzung unterschiedlich schnell ablaufen muss. Aus diesem Grund wird zusätzlich der Zündverzug, sowie das Zeitintervall von 5 bis 50 Prozent der Energiefreisetzung analysiert. Beides ist in Abbildung 5.27 dargestellt. Bei der Betrachtung der Variante Opti2 fällt zunächst auf, dass sich diese sehr ähnlich zur Basis verhält. Sowohl der Zündverzug, als auch das weitere Umsatzintervall bis zur Schwerpunktlage weicht nahezu im gesamten Drehzahlbereich um weniger als 0,5 °KW von der Basis ab. Anders ist das Verhalten der Variante Opti1. Hier ist sowohl ein erhöhter Zündverzug als auch ein mit steigender Drehzahl zunehmendes 5 bis 50 % Umsatzintervall, also eine langsamere Brenngeschwindigkeit zu erkennen. Während die Brenngeschwindigkeit im wesentlichen von der Turbulenz im Brennraum abhängt, spielen für den Zündverzug vor allem auch die thermodynamischen Zustände zum Zündzeitpunkt eine maßgebliche Rolle. Aufgrund der früheren Zündung bei der Kanalvariante Opti1 ist der erhöhte Zündverzug also nicht allein auf eine ungünstigere Gemischzusammensetzung und schlechtere Turbulenzwerte an der Zündkerze zurückzuführen, sondern wird auch durch die geringeren Drücke und Temperaturen bedingt. Werden beim Vergleich mit den Ergebnissen der Cold-Flow Simulation zunächst nur die optimierten Kanalvarianten betrachtet, entsprechen die Prüfstandsergebnisse den Erwartungen.

In den Berechnungen weist die Variante Opti2 bei einer nahezu identischen Strömungsstruktur ein etwas höheres Ladungsbewegungs- und Turbulenzniveau auf, als der Einlasskanal Opti1 (vgl. Unterabschnitt 5.4). Dieser Vorteil führt auf dem Motorprüfstand ab einer Drehzahl von  $2500 \text{ min}^{-1}$  zu einem verkürzten 5 bis 50 Prozent Umsatzintervall. Auch der Zündverzögerung ist deutlich reduziert, was allerdings teilweise auf den späteren ZZP zurückzuführen ist. Die Tatsache, dass der Motor mit dem Einlasskanal Opti1 ein besseres Klopfverhalten aufweist und daher mit einem früheren ZZP betrieben werden kann, lässt sich aus der Simulation allerdings nicht ableiten. Während sich bei den neuen Kanalvarianten also die geringen Tumblezahlunterschiede am Prüfstand im 5 bis 50 Prozent Umsatzintervall wiederfinden, ist dies beim Referenzkanal nicht der Fall. Dieser zeigt auf dem Prüfstand das gleiche Verhalten wie die Kanalvariante Opti2, obwohl die Simulation eine Tumblezahl auf dem Niveau der Kanalvariante Opti1 ergeben hat. Trotz der gleichen Tumblezahl besitzt der Basiskanal allerdings insbesondere in der Ansaugphase ein unterschiedliches Strömungsverhalten, was sich ebenfalls auf den Motorbetrieb auswirken kann. Da die Unterschiede zwischen allen drei Varianten sowohl in der Simulation als auch auf dem Prüfstand gering ausfallen, lässt sich die Ursache für das abweichende Verhalten des Referenzkanals nicht genauer analysieren. Auch wenn eine integralen Kennzahl aus einer reinen Cold-Flow Simulation bei der Bewertung einer Einlasskanalvariante also nicht jedes Detail des Motorverhaltens abbilden kann, bleibt dennoch festzuhalten, dass durch die Verwendung der Tumblezahl als Optimierungsgröße bei den neuen Kanalvarianten ein Brennverhalten im Bereich der Referenz sichergestellt werden konnte.

Nachdem der Brennverlauf mit den Erwartungen aus den CFD-Simulationen verglichen wurde, wird abschließend noch eine weitere Größe betrachtet, die sich aus dem Brennverhalten ergibt, das Motorverhalten charakterisiert und damit für die Kanalauswahl im Entwicklungsprozess mitentscheidend ist. Dies ist die Standardabweichung des Mitteldrucks  $\sigma_{\text{PMI}}$ , mit deren Hilfe die Motorlaufruhe bewertet werden kann [58]. In Abbildung 5.28 ist die Standardabweichung für die beiden neuen Kanalvarianten relativ zur Basis dargestellt. Da eine geringere Standardabweichung für einen ruhigeren Motorlauf und eine hohe Verbrennungsstabilität spricht, ist aus Abbildung 5.28 direkt zu entnehmen, dass die optimierten Kanalvarianten auch dieses Kriterium erfüllen. Sowohl beim Lastschnitt als auch bei Volllast weisen die neuen Einlasskanalgeometrien geringere Standardabweichungen auf und stellen somit eine leichte Verbesserung dar, wenngleich alle Varianten sehr dicht beisammen liegen. Da sich auch für alle weiteren Kenngrößen, wie z.B. die Restgasverträglichkeit, der Kraftstoffverbrauch oder die Emissionen, keine signifikanten Unterschiede zwischen den Motorvarianten ergeben, wird an dieser Stelle nicht weiter darauf eingegangen.

Abschließend bleibt festzuhalten, dass die Prüfstandsversuche die erfolgreiche Kanaloptimierung belegen, da die neu entwickelten Einlasskanäle trotz der besseren Durchflusseigenschaften

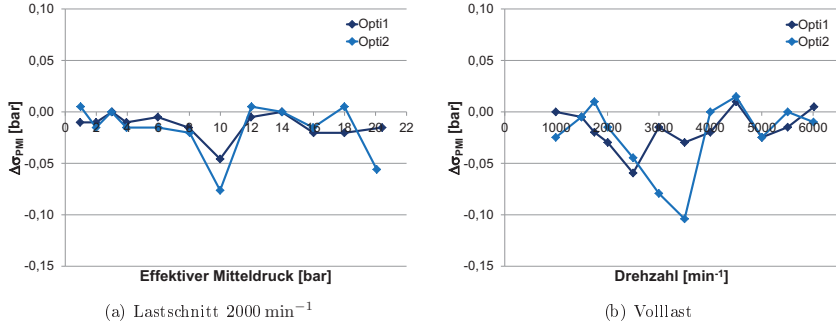


Abbildung 5.28.: Laufruhe ( $\sigma_{\text{PMI}}$ ) relativ zur Basis

alle Anforderungen an das Brennverfahren erfüllen. Mit der Variante Opti1 kann das Durchflussverhalten um fast 10 % gesteigert werden. Durch ein besseres Klopfverhalten lässt sich der ZZP nach früh verstellen, sodass trotz der etwas langsameren Energieumsetzung eine gleich gute bzw. sogar etwas bessere Schwerpunktlage darstellbar ist. Damit stellt insbesondere diese Einlasskanalgeometrie eine interessante Alternative zum Basiskanal dar. Aufgrund des besseren  $\alpha_K$ -Wertes sind mit der Variante Opti1 höhere Leistungen darstellbar, ohne dabei einen Nachteil beim Brennverhalten in Kauf nehmen zu müssen.

## 6. Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wird ein Vorgehen zur Einlasskanaloptimierung mit Hilfe von numerischen Strömungssimulationen vorgestellt und angewendet. In gängigen Optimierungsverfahren wird die Ladungsbewegung durch eine stationäre Kennzahl bewertet. Da diese vor allem beim Ottomotor nicht zuverlässig auf die realen innermotorischen Vorgänge übertragen werden kann, ist nicht sichergestellt, dass das gefundene Optimum auch im Motorbetrieb bestätigt wird. Die in dieser Arbeit aufgebaute und beschriebene Prozesskette stützt sich bei der Optimierung auf Kennzahlen aus transienten Simulationen des Ladungswechsels und erlaubt es damit, das Potenzial eines parametrisierten Einlasskanalmodells besser und zuverlässiger auszunutzen.

Im Laufe der Arbeit werden alle nötigen Grundlagen der Methode zur Einlasskanaloptimierung ausführlich beschrieben. Zunächst erfolgt die Definition der Zielgrößen für eine Optimierung. Die Verwendung von transienten CFD-Simulationen, bei denen der reale Ladungswechsel mit vollständiger Kolben- und Ventilbewegung abgebildet wird, bietet gegenüber einer stationären Strömungsberechnung Vorteile bei der Festlegung der Ladungsbewegungszielgröße, mit der das Brennverhalten bewertet wird. Als Zielgröße wird für Ottomotoren das Maximum der Tumblezahl während der Kompression verwendet; bei Dieselmotoren wird der Drall beim Schließen der Einlassventile vorgeschlagen. Der größte Vorteil einer transienten Simulation ist allerdings die Flexibilität im Hinblick auf alternative Ventilhubstrategien. Durch eine transiente Berechnung können alle Möglichkeiten der Ventilsteuerung, wie z.B. die Verwendung von Steuerzeiten mit frühem Schließen der Einlassventile in Verbindung mit einer Ventilmaskierungen oder gar das Phasing der beiden Einlassventile, abgedeckt werden. Während aus einer transienten Ladungswechselsimulation damit eine bessere Kenngröße für die Ladungsbewegung bestimmt werden kann, hat sich für die Durchflussbewertung die  $\alpha_K$ -Zahl bei maximalem Ventilhub bewährt. Um auf eine zusätzliche stationäre Simulation zu verzichten, wird eine vergleichbare Kennzahl  $\alpha_K^{trans}$  aus der Ansaugphase der transienten Simulation ermittelt. Alle im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Vergleiche zwischen der stationär und transient ermittelten Durchflusskennzahl zeigen eine sehr gute Korrelation.

Neben der Festlegung der Zielgrößen liegt ein weiterer Schwerpunkt der Arbeit auf der Ermittlung geeigneter Einstellungen für die CFD-Simulation, da ein Kompromiss zwischen Simulationszeit und Genauigkeit gefunden werden muss. Im Mittelpunkt steht hierbei die Gitterauflösung sowie die Turbulenzmodellierung. Die Ergebnisse der Gitterstudie zeigen, dass für

die durchgeführten RANS-Simulationen eine globale Gitterfeinheit von 1,5 mm ausreichend ist. Aus Stabilitätsgründen kommen als Turbulenzmodelle für eine Optimierung das  $k-\omega$ -SST sowie das  $k-\epsilon$  Modell in Frage. Während das  $k-\omega$ -SST Modell eine bessere Übereinstimmung mit den optischen Messungen aufweist, liegen die Vorteile des  $k-\epsilon$  Modells aufgrund der Verwendung von Wandfunktionen in der kürzeren Rechenzeit. Am Beispiel des 2,0l EA888 TFSI Motors wird das Systemverhalten eines parametrisierten Einlasskanalmodells mit beiden Turbulenzmodellen analysiert. Es stellt sich heraus, dass die Effekte und Wechselwirkungen der einzelnen Parameter auf den  $\alpha_K^{trans}$ -Wert für beide Turbulenzmodelle identisch sind. Auch bei der Tumblezahl bleiben die wichtigsten Faktoren dieselben, wobei hier Unterschiede festzustellen sind. Die Betrachtung der Effekte der einflussreichsten Parameter macht aber deutlich, dass die Abweichungen auch bei dieser Zielgröße gering sind. Für die Wahl des Turbulenzmodells bleibt daher festzuhalten, dass beide Modelle für eine Optimierung geeignet sind, das  $k-\epsilon$  Modell aber aktuell aufgrund der deutlich geringeren Rechenzeit für einen Standardprozess die wirtschaftlich sinnvollere Lösung ist.

Trotz der Verwendung des  $k-\epsilon$  Modells bleibt die Simulationszeit für eine Optimierung sehr lang, sodass eine direkte Optimierung mit einem genetischen Algorithmus nicht in Frage kommt. Als Alternative wird ein mathematisches Ersatzmodell für die Abbildung des Systemverhaltens verwendet. Dafür wird der Parameterraum mit Hilfe einer Design of Experiments Methode analysiert. Auf Basis der ermittelten Daten wird ein Ersatzmodell erstellt, welches das Verhalten der beiden Zielgrößen wiedergibt. Die kurzen Antwortzeiten des Ersatzmodells erlauben dann eine Pareto-Optimierung mit einem genetischen Optimierungsalgorithmus.

Die modifizierte Methode zur Einlasskanaloptimierung wird für eine neue Baustufe des 2,0l EA888 TFSI Motors von Audi durchgeführt. Ziel ist es, das Durchflussverhalten bei gleichbleibend gutem Brennverhalten zu verbessern. Die Optimierung wird mit dem genetischen Optimierungsalgorithmus NSEA+ auf Basis eines Taylor-Ersatzmodells zweiter Ordnung durchgeführt. Als Ergebnis werden aus der Pareto-Front zwei Varianten ausgewählt. Die eine besitzt gegenüber der Basis eine um 9,6 % höhere Durchflusszahl bei gleicher Ladungsbewegung und die andere weist einen um 6,1 % besseren  $\alpha_K^{trans}$ -Wert bei gleichzeitiger Erhöhung der Tumblezahl um 6,5 % auf. Nach der Optimierung werden die vorgeschlagenen Geometrievarianten weiter analysiert. Alle numerischen Untersuchungen, wie die Ermittlung von stationären Durchflusszahlen, Toleranzuntersuchungen oder der Vergleich der Strömungsstrukturen, bestätigen das Verbesserungspotenzial, sodass die ausgewählten Varianten gefertigt werden.

Die abschließende Validierung erfolgt anhand von Prüfstandsversuchen. Der stationäre Strömungsprüfstand bestätigt das bessere Durchflussverhalten der neuen Kanalvarianten. Bei der Umsetzung am Motor wird zum einen ein Lastschnitt bei  $2000 \text{ min}^{-1}$  betrachtet und zum anderen eine Volllastkennlinie. Die besseren Durchflusseigenschaften zeigen sich am Motorprüf-



---

stand durch eine Reduzierung des Ladedruckbedarfs im Hochdrehzahl-Volllastbereich von bis zu 150 mbar. Bei der Betrachtung des Brennverhaltens ist bei allen Varianten ein sehr ähnliches Verhalten festzustellen. Obwohl die neu ausgelegte Durchflussvariante „Opti1“ eine etwas langsamere Energiefreisetzung aufweist, ist die Schwerpunktlage durch einen früheren ZZP besser als beim Basismotor. Da auch die Laufruhe, der Kraftstoffverbrauch und die Emissionen aller Varianten in derselben Größenordnung liegen, lässt sich festhalten, dass das Optimierungsziel einer verbesserten Durchflusszahl bei gleichem Brennverhalten erfüllt ist. Die optimierten Varianten stellen damit eine gute Option für zukünftige Baustufen des Motors dar, insbesondere auch hinsichtlich höherer Leistungsvarianten, bei denen der Durchflussvorteil optimal ausgenutzt werden kann.

Die in dieser Arbeit vorgestellte Methode zur Einlasskanaloptimierung verbessert das alte Verfahren erheblich, da durch die transiente Bewertung auch alternative Ventilhubstrategien berücksichtigt werden können. Das Vorgehen sowie die Wahl der Zielgrößen wird von den Prüfstandsergebnissen bestätigt. Die kritischere Zielgröße hinsichtlich Modellierungsgenauigkeit und Vorhersagegüte bleibt die Ladungsbewegung. Um das Optimierungsverfahren weiter zu verbessern, ist es daher sinnvoll, auch Kanalvarianten am Motorprüfstand zu untersuchen, die eine maximale Tumblesteigerung bei gleichem Durchfluss versprechen. Auf diese Weise kann der Einfluss der Ladungsbewegung auf die Verbrennung besser nachgewiesen werden. Weiterhin wäre es interessant, wie sehr die Verwendung eines höherwertigeren Turbulenzmodells das Optimierungsergebnis verändert, da es durch die steigende Leistung der Supercomputer schon in absehbarer Zeit möglich sein wird, größere Modelle zu berechnen. Ein solcher Vergleich macht allerdings nur Sinn, wenn er durch entsprechende Prüfstandsversuche unterstützt wird.

Neben den angesprochenen Punkten, die das bestehende Verfahren verfeinern, ist es zukünftig auch denkbar, weitere Aspekte der innermotorischen Vorgänge, wie z.B. die Gemischbildung oder gar die gesamte Verbrennung, in den Prozess zu integrieren. Neben den deutlich höheren Rechenleistungsanforderungen ist es dafür allerdings notwendig, dass die vorhandenen Modelle weiter verbessert werden, um eine prädiktive und stabile Berechnung des Gesamtprozesses zu erlauben. Trotz der zunehmenden Elektrifizierung der Antriebe wird der Verbrennungsmotor noch lange genug das vorherrschende Antriebskonzept sein, sodass eine stetige Weiterentwicklung aller Berechnungs- und Optimierungsmethoden rund um den Verbrennungsmotor sinnvoll ist.



## A. Anhang

### A.1. Berechnungsgitter der Gitterstudie am Transparentmotor

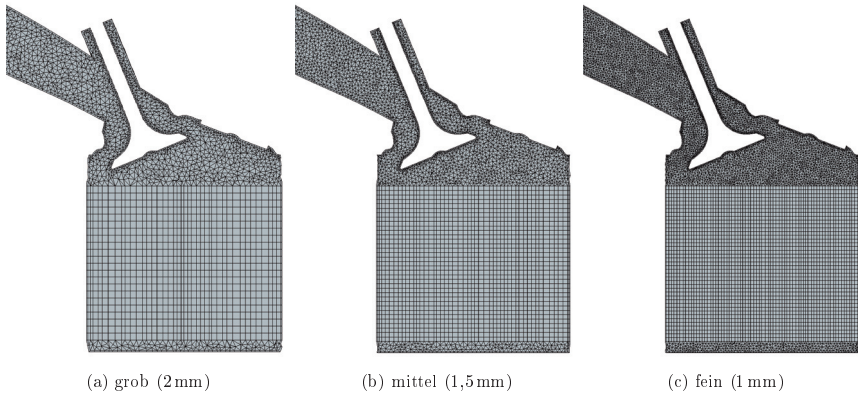


Abbildung A.1.: Ventilschnitt durch das Berechnungsgebiet bei 480° KW

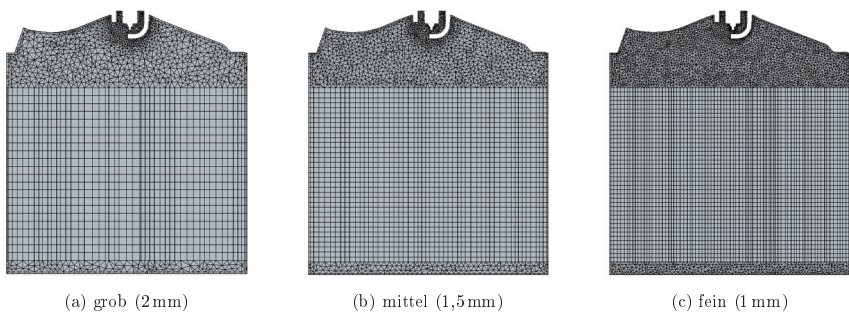


Abbildung A.2.: Mittelschnitt durch das Berechnungsgebiet bei 480° KW

## A.2. Blending-Funktionen des $k$ - $\omega$ -SST Turbulenzmodells [55]

$$F_1 = \tanh \left( arg_1^4 \right) \quad (A.1)$$

$$F_2 = \tanh \left( arg_2^2 \right) \quad (A.2)$$

mit

$$arg_1 = \min \left[ \max \left( \frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}; \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right); \frac{4\bar{\rho}\sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} y^2} \right] \quad (A.3)$$

$$arg_2 = \max \left( \frac{2\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}; \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right) \quad (A.4)$$

$$CD_{k\omega} = \max \left( 2\bar{\rho}\sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}; 10^{-20} \right) \quad (A.5)$$

## A.3. Fast – nondominated – sort Algorithmus (nach [15])

for each  $p \in P$

for each  $q \in P$

if  $(p \prec q)$  then

$S_p = S_p \cup \{q\}$

else if  $(q \prec p)$

$n_p = n_p + 1$

if  $n_p = 0$  then

$\mathcal{F}_1 = \mathcal{F}_1 \cup \{p\}$

$i = 1$

while  $\mathcal{F}_i \neq \emptyset$

$\mathcal{H} \neq \emptyset$

for each  $p \in \mathcal{F}_i$

for each  $q \in S_p$

$n_q = n_q - 1$

if  $n_q = 0$  then

$\mathcal{H} = \mathcal{H} \cup \{q\}$

$i = i + 1$

$\mathcal{F}_i = \mathcal{H}$

wenn  $p$   $q$  dominiert dann

erweitere  $S_p$  um  $q$

wenn  $p$  von  $q$  dominiert wird

erhöhe  $n_p$  um eins

wenn  $p$  von keinem anderen Individuum dominiert wird

sortiere  $p$  zur ersten Front

solange die aktuelle Front Punkte enthält

erstelle eine neue, leere Teilmenge  $\mathcal{H}$

für jeden Punkt  $p$  der aktuellen Front

für jedes von  $p$  dominierte Individuum

reduziere  $n_q$  um eins

wenn  $q$  nur von Punkten der aktuellen Front dominiert wurde

erweitere  $\mathcal{H}$  um  $q$

erhöhe den Zähler der Fronten um eins

bilde die neue "aktuelle" Front aus allen Individuen von  $\mathcal{H}$

#### A.4. Parametertabelle der optimierten Kanalvarianten

Name	Opti1	Opti2
Pa1	60,08 °	60,01 °
Pa1B	54,92 °	53,97 °
Pa2	-5,99 °	-5,83 °
Pa2B	-6,98 °	-6,96 °
Pa3	0,23 mm	0,29 mm
Pa4	0,35 mm	0,70 mm
Pa5	15,49 mm	14,53 mm
Pa7	6,98 mm	8,14 mm
Pa8	16,89 mm	15,49 mm
Pa9	-0,84 mm	-0,61 mm
Pa9B	3,84 mm	3,97 mm
Pa11	0,00 mm	0,00 mm
Pa12	0,00 mm	0,01 mm
Pa13	2,00 mm	1,99 mm

Tabelle A.1.: Liste der Geometrieparameter der optimierten Kanalvarianten

#### A.5. Turbulente kinetische Energie im Ventilschnitt bei ausgewählten Kanalvarianten

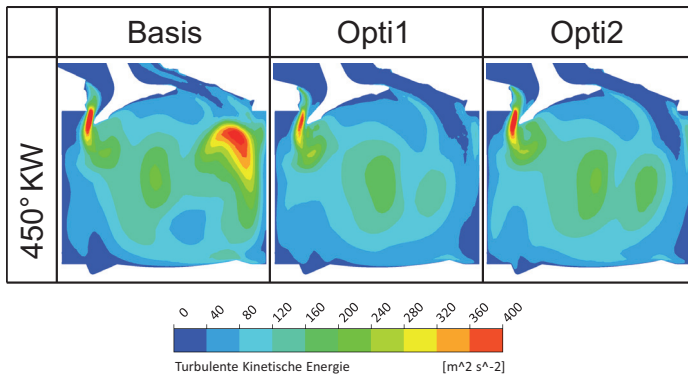
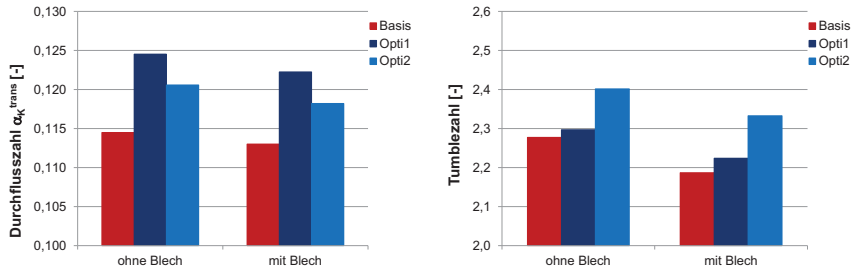


Abbildung A.3.: Turbulente kinetische Energie im Ventilschnitt bei ausgewählten Kanalvarianten

## A.6. Einfluss der Tumblebleche auf die Zielgrößen



(a) Durchflusszahl

(b) Tumblezahl

Abbildung A.4.: Einfluss der Tumblebleche auf die Zielgrößen

## Literaturverzeichnis

- [1] ADAM, Mario: *Statistische Versuchsplanung und Auswertung*. Fachhochschule Düsseldorf, 2012. – Vorlesungsskript
- [2] ADOMEIT, Philipp ; HOPP, Martin ; SCHMIDT, Anton ; LANG, Oliver ; SCHMITT, Peter: CAE-Based Port Development and Flow Design for SI Engines. In: *SAE Technical Paper* (2005)
- [3] ALT, Walter: *Nichtlineare Optimierung*. Vieweg, 2002
- [4] ANSYS: *CFX–Solver Modeling Guide*, 2010
- [5] ANSYS: *CFX–Solver Theory Guide*, 2010
- [6] ANSYS: *IC Engine Simulations with ANSYS CFX and ANSYS ICEM CFD*, 2011
- [7] ARCOUMANIS, C. ; GODWIN, S. N. ; KIM, J. W.: Effect of Tumble Strength on Combustion and Exhaust Emissions in a Single-Cylinder, Four-Valve, Spark-Ignition Engine. In: *SAE International* (1998)
- [8] BADER, Johannes: *Schlanke Programme mit genetischer Programmierung*, Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, Semesterarbeit, 2005
- [9] BÜCHLING, Jens: Der neue 2,0-l-FSI-Motor von Audi. In: *Motortechnische Zeitschrift* 63 (2002), Nr. 10
- [10] BORÉE, J. ; MARC, D. ; BAZILE, R. ; LECORDIER, B.: On the behavior of a large scale tumbling vortex flow submitted to compression. In: *Third International Workshop on Vortex Flows and Related Numerical Methods* Bd. 7, 1999, S. 56–66
- [11] BUHL, Stefan: *Systematische Untersuchung der Ladungswechselbewegung von Verbrennungskraftmaschinen im Teillastbetrieb*, Technische Universität Ilmenau, Masterarbeit, 2012
- [12] DANIEL, Marc: *Einlasskanalvergleich für EA888 Gen.3B*. 2012. – Interne Präsentation

- [13] DAVIDSON, Lars: *An Introduction to Turbulence Models*. Chalmers University of Technology, 2011
- [14] DAVIDSON, Lars: *Fluid mechanics, turbulent flow and turbulence modeling*. Chalmers University of Technology, 2012. – Vorlesungsskript
- [15] DEB, Kalyanmoy ; AGRAWAL, Samir ; PRATAP, Amrit ; MEYARIVAN, T.: *A Fast Elitist Non-Dominated Sorting Algorithm for Multi-Objective Optimization: NSGA-II*. Indian Institute of Technology Kanpur, 2000. – KanGAL Report
- [16] DEPA, Deutsche Energie-Agentur: *PKW-Energieverbrauchskennzeichnung: 100 Tage neues PKW-Label*. Repräsentativbefragung, 2012
- [17] DRUAULT, Philippe ; GUIBERT, Philippe ; ALIZON, Franck: Use of proper orthogonal decomposition for time interpolation from PIV data. In: *Experiments in Fluids* 39 (2005), S. 1009–1023
- [18] EICHLSEDER, Helmut ; KLÜTING, Manfred ; PIOCK, Walter F.: *Grundlagen und Technologien des Ottomotors – Der Fahrzeugantrieb*. Springer-Verlag, 2008
- [19] EILTS, P.: *Einführung in die Verbrennungskraftmaschine*. Technische Universität Braunschweig, 2015. – Vorlesungsskript
- [20] FIEDLER, H.E.: *Turbulente Strömungen*. Hermann-Föttinger-Institut für Strömungsmechanik, 2003. – Vorlesungsskript
- [21] FISCHER, J. ; KETTNER, M. ; NAUWERCK, A. ; PFEIL, J. ; SPICHER, U.: Influence of an Adjustable Tumble-System on In-Cylinder Air Motion and Stratification in a Gasoline Direct Injection Engine. In: *SAE Technical Paper* (2002)
- [22] FISCHER, J. ; SPICHER, U.: *Experimentelle Untersuchung zyklischer Schwankungen der Verbrennung im Hinblick auf Reduzierung der Motor-Rohemissionen bei Ottomotoren mit Benzin-Direkteinspritzung*. Universität Karlsruhe (TH), 2004. – Abschlussbericht
- [23] FOUCHER, Fabrice ; LANDRY, Ludovic ; HALTER, Fabien ; MOUNAIM-ROUSSELLE, Christine: Turbulent flow fields analysis of a Spark-Ignition engine as function of the boosted pressure. In: *14th Int Symp on Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics*, 2008
- [24] FRÖHLICH, Jochen: *Large Eddy Simulation turbulenter Strömungen*. Teubner, 2006



- [25] FROH, Christian: *Beurteilung des Einflusses von Fertigungstoleranzen auf das Verhalten von Einlasskanälen hinsichtlich Durchfluss und Tumble für den 1,4L-TSI-Motor mittels dreidimensionaler Strömungssimulation*, Technische Universität Dresden, Interdisziplinäre Projektarbeit, 2011
- [26] GAIKWAD, Surendra ; ARORA, Kunal ; KORIVI, Vamshi ; CHO, Su K.: Steady and Transient CFD Approach for Port Optimization. In: *SAE Int. J.Mater.Manuf.* (2008)
- [27] GERLINGER, Peter: *Numerische Verbrennungssimulation*. Springer, 2005
- [28] GODEFERD, Fabien S. ; MANSOUR, Nagi N. ; CAMBON, Claude: *Compressing an elliptic vortex: transition to turbulence by tumble breakdown*. Center for Turbulence Research, 2006. – Annual Research Briefs
- [29] GOLLOCH, Rainer: *Downsizing bei Verbrennungsmotoren*. Springer-Verlag, 2005
- [30] HARBRECHT, Helmut: *Nichtlineare Optimierung*. Universität Stuttgart, 2011. – Vorlesungsskript
- [31] HE, Y. ; SELAMET, A. ; REESE, R.A. ; VICK, R.K. ; AMER, A.A.: Impact of Tumble on Combustion in SI Engines: Correlation between Flow and Engine Experiments. In: *SAE Technical Paper* (2007)
- [32] HESS, David ; BRITSCH, Heinz ; BRÜCKER, Christoph: 3-D scanning PIV of the flow within a two-stroke water analogue combustion engine. In: *15th Int Symp on Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics*, 2010
- [33] HESS, David ; TAG, Stefan ; BRÜCKER, Christoph: Volumetric Flow Studies in a 4-stroke Water-Analogue IC-Engine Using High-Speed Scanning-PIV. In: *16th Int Symp on Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics*, 2012
- [34] HOHENBERG, G.: *Verbrennungskraftmaschinen I*. Technische Universität Darmstadt, 2005. – Vorlesungsskript
- [35] HOHENBERG, G.: *Verbrennungskraftmaschinen II*. Technische Universität Darmstadt, 2005. – Vorlesungsskript
- [36] HORROCKS, Glenn: *A Numerical Study of a Rotary Valve Internal Combustion Engine*, The University of Technology Sydney, Diss., 2001

- [37] HUSSLAGE, Bart ; RENNEN, Gijs ; VAN DAM, EDWIN R. ; DEN HERTOOG, DICK: Space-filling Latin hypercube designs for computer experiments. In: *Optimization and Engineering* 12 (2011), S. 611–630
- [38] HUXMANN, Lennart: *2-Phasen-Particle Image Velocimetry (2P-PIV) zur Untersuchung von phasenaufgelösten Strömungsphänomenen bei der Einspritzung von Kraftstoff in einer Druckkammer*, Technische Universität Braunschweig, Diplomarbeit, 2010
- [39] IKEDA, Yuji ; NISHIYAMA, Atsushi ; FURUI, Takashi ; WACHI, Yoshihiro: PIV/LDV Combination for Optimum Turbulence Generation Scheme to Spark Ignition in Wide Operating Condition of SI Engine. In: *16th Int Symp on Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics*, 2012
- [40] IYER, Claudia O. ; YI, Jianwen: 3D CFD Upfront Optimization of the In-Cylinder Flow of the 3.5L V6 EcoBoost Engine. In: *SAE International* (2009)
- [41] JAKIRLIC, S. ; CHANG, C.Y. ; TROPEA, C. ; BASARA, B.: Compression of a Tumbling Vortex: A LES and PANS Study. In: *Seventh International Symposium On Turbulence and Shear Flow Phenomena*, 2011
- [42] JIN, Ruichen ; CHEN, Wei ; SIMPSON, Timothy W.: Comparative Studies of Metamodeling Techniques under Multiple Modeling Criteria. In: *Structural and Multidisciplinary Optimization* 23 (2001)
- [43] JONES, Bradley ; GOOS, Peter: *I-optimal versus D-optimal split-plot response surface designs*. University of Antwerp, Faculty of Applied Economics, 2012. – Working Papers
- [44] JOSEPH, V. R. ; HUNG, Ying: *Orthogonal-Maximin Latin Hypercube Designs*. Georgia Institute of Technology, 2006
- [45] KADEN, Arnold ; GILDEIN, Helmut ; LIANG, Zhongxiong ; SCHAUPP, Uwe ; SUNDHEIM, Dirk: Einlasskanalauslegung durch CFD-Simulation in einem modernen Serienentwicklungsprozess. In: *Ladungswechsel im Verbrennungsmotor* 4. MTZ-Fachtagung, 2011
- [46] KARHOFF, Daniel-Christian ; BÜCKER, Isabella ; KLAAS, Michael ; SCHRÖDER, Wolfgang: Time-Resolved stereoscopic PIV measurements of cyclic variations in an internal combustion engine. In: *PIV13; 10th International Symposium on Particle Image Velocimetry, Delft, The Netherlands, July 1-3, 2013* Delft University of Technology, Faculty of Mechanical, Maritime and Materials Engineering, and Faculty of Aerospace Engineering, 2013

- [47] KÖHLER, Eduard ; FLIERL, Rudolf: *Verbrennungsmotoren*. Vieweg, 2006
- [48] KÜNTSCHER, Volkmar ; HOFFMANN, Werner: *Kraftfahrzeug-Motoren*. Vogel Business Media, 2006
- [49] LAGET, O. ; ZACCARDI, J. ; GAUTROT, X. ; MANSION, T. ; COTTE, E.: Establishing New Correlations Between In-Cylinder Charge Motion and Combustion Process in Gasoline Engines Through a Numerical DOE. In: *SAE Int. J. Engines* (2010)
- [50] LE ROY, O. ; LE PENVEN, L.: Compression of a turbulent vortex flow. In: *International Journal of Heat and Fluid Flow* (1998)
- [51] LI, G. ; LI, M. ; AZARM, S. ; RAMBO, J. ; JOSHI, Y.: Optimizing Thermal Design of Data Center Cabinets with a new Multi-Objective Genetic Algorithm. In: *Distributed and Parallel Databases* 21 (2007), S. 167–192
- [52] LI, M. ; LI, G. ; AZARM, S.: A Kriging Metamodel Assisted Multi-Objective Genetic Algorithm for Design Optimization. In: *Journal of Mechanical Design* 130 (2008), S. 167–192
- [53] LUMLEY, John L.: *Engines - an Introduction*. Cambridge University Press, 1999
- [54] MANDLOI, Padmesh ; VERMA, Gunjan ; BOLAND, Arnaud: Design Optimization of an in-cylinder Engine Intake Port. In: *NAFEMS World Congress*, 2009
- [55] MENTER, F. R.: Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. In: *AIAA-Journal* 32 (1994), Nr. 8, S. 1598–1605
- [56] MENTER, F. R. ; KUNTZ, M ; LANGTRY, R.: Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model. In: *Turbulence, Heat and Mass Transfer* 4, 2003
- [57] MERKER, Günther ; SCHWARZ, Christian ; STIESCH, Gunnar ; OTTO, Frank: *Verbrennungsmotoren – Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung*. Teubner, 2006
- [58] MERKER, Günther ; SCHWARZ, Christian ; TEICHMANN, Rüdiger: *Grundlagen Verbrennungsmotoren*. Vieweg + Teubner Verlag, 2009
- [59] MITSCHLE, Andreas: *Intelligente Methoden im Integrierten Risikomanagement*, Universität Karlsruhe, Diss., 2008
- [60] MÜLLER, Dennis: *Anpassungen von Suchheuristiken für ereignisdiskrete Modelle*, Technische Universität Dortmund, Diss., 2010

- [61] MOLLENHAUER, Klaus ; TSCHÖKE, Helmut: *Handbuch Dieselmotoren*. Springer-Verlag, 2007
- [62] MOUREAU, Vincent ; BARTON, Iain ; ANGELBERGER, Christian ; POINSOT, Thierry: Towards Large Eddy Simulation in Internal-Combustion Engines: Simulation of a Compresses Tumble Flow. In: *SAE Technical Paper* (2004)
- [63] MURALI KRISHNA, B. ; MALLIKARJUNA, J. M.: Tumble Flow Analysis in an Unfired Engine Using Particle Image Velocimetry. In: *World Academy of Science, Engineering and Technology* 54 (2009)
- [64] MURALI KRISHNA, B. ; MALLIKARJUNA, J. M.: Effect of Engine Speed on In-Cylinder Tumble Flows in a Motored Internal Combustion Engine - An Experimental Investigation Using Particle Image Velocimetry. In: *Journal of Applied Fluid Mechanics* 4 (2011), Nr. 1, S. 1–14
- [65] NITSCHKE, Wolfgang ; BRUNN, André: *Strömungsmesstechnik*. Springer-Verlag, 2006
- [66] NOESIS SOLUTIONS: *Optimus – Theoretical Background*, 2012
- [67] NOESIS SOLUTIONS: *Optimus – User Guide*, 2012
- [68] PISCHINGER, Rudolf ; KELL, Manfred ; SAMS, Theodor ; LIST, Helmut (Hrsg.): *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*. Springer-Verlag, 2009
- [69] POPE, Stephen B.: *Turbulent Flows*. Cambridge University Press, 2001
- [70] QI, Yongli ; LIU, Hao ; MIDKIFF, Kenneth ; PUZINAUSKAS, Paulius: A Feasible CFD Methodology for Gasoline Intake Flow Optimization in a HEV Application - Part 2: Prediction and Optimization. In: *SAE International* (2010)
- [71] RAFFEL, Markus ; WILLERT, Christian E. ; KOMPENHANS, Jürgen: *Particle Image Velocimetry – A Practical Guide*. Springer-Verlag, 2007
- [72] RAMESH, P. ; GUNASEKARAN, E. J.: Investigation of Flow Field Pattern in a GDI Engine at Different Speeds using Numerical Techniques. In: *SAE Technical Paper* (2013)
- [73] RUPRECHT, A.: *Turbulenzmodellierung für ingenieurmäßige Anwendungen*. Universität Stuttgart, 2000
- [74] SCHEFFMANN, Marco: *Numerische Berechnung der Ladungsbewegung in einer Verbrennungskraftmaschine*, Ostbayerische Technische Hochschule Amberg-Weiden, Bachelorarbeit, 2014

- [75] SCHÄFER, Michael: *Numerik im Maschinenbau*. Springer-Verlag, 1999
- [76] SCHWIEGER, Volker: *Nicht-lineare Sensitivitätsanalyse gezeigt an Beispielen zu bewegten Objekten*, Universität Stuttgart, Habilitationsschrift, 2005
- [77] SIEBERTZ, Karl ; VAN BEBBER, DAVID ; HOCHKIRCHEN, Thomas: *Statistische Versuchsplanung*. Springer-Verlag, 2010
- [78] SIMPSON, Timothy W. ; BOOKER, Andrew J. ; GHOSH, Dipankar ; GIUNTA, Anthony A. ; KOCH, Patrick N. ; YANG, Ren-Jye: Approximation Methods in Multidisciplinary Analysis and Optimization: A Panel Discussion. (2002)
- [79] SIMPSON, Timothy W. ; MAUERY, Timothy M. ; KORTE, John J. ; MISTREE, Farrokh: Kriging Models for Global Approximation in Simulation-Based Multidisciplinary Design Optimization. In: *AIAA-Journal* 39 (2001), Nr. 12, S. 2233–2241
- [80] SON, Jin-Wook ; LEE, Sihun ; HAND, Bonghoon ; KIM, Wootae: A Correlation Between re-Defined Design Parameters and Flow Coefficients of SI Engine Intake Ports. In: *SAE Technical Paper* (2004)
- [81] SPURK, J. ; AKSEL, N.: *Strömungslehre: Einführung in die Theorie der Strömungen*. Springer-Verlag, 2006 (Springer-Lehrbuch)
- [82] STEIB, Frederik: *Zwei-Phasen Particle Image Velocimetry zur Identifikation phasenauflöser Strömungen während der motorischen Einspritzung*, Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig, Bachelorarbeit, 2011
- [83] STOCKER, Herbert: *Einführung in die angewandte Ökonometrie*. Universität Innsbruck, 2012. – Vorlesungsskript
- [84] SURESHKUMAR, J. ; GANESAN, V. ; MALLIKARJUNA, J. M. ; GOVINDARAJAN, S.: Effect of Piston Crown Shape on In-Cylinder Flow Characteristics in a Direct Injection Engine - A CFD Study. In: *SAE Technical Paper* (2013)
- [85] SZENGEL, Rüdiger ; MIDDENDORF, Hermann ; MÖLLER, Niels ; BENNECKE, Hans: Der modulare Ottobaukasten von Volkswagen. In: *Motortechnische Zeitschrift* 6 (2012), S. 476–482
- [86] THIEN, Gerhard: Entwicklungsarbeiten an Ventilkälen von Viertakt-Dieselmotoren. In: *Österreichische Ingenieur-Zeitschrift* 8 (1965), S. 291–302

- [87] VOISINE, M. ; THOMAS, L. ; BORÉE, J. ; REY, P.: Structure and in-cycle evolution of an in-cylinder tumbling flow. In: *15th Int Symp on Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics*, 2010
- [88] WEICKER, Karsten: *Evolutionäre Algorithmen*. Teubner Verlag, 2007
- [89] XU, Hongming: Some Critical Technical Issues on the Steady Flow Testing of Cylinder Heads. In: *SAE Technical Paper* (2001)
- [90] ZHAO, F ; LAI, M.-C. ; HARRINGTON, D.L.: Automotive spark-ignited direct-injection gasoline engines. In: *Progress in Energy and Combustion Science* 25 (1999), S. 437–562



